

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



Departamento de Ingeniería Mecánica
Titulación: Ingeniería Técnica Industrial -
Electricidad

PROYECTO FIN DE CARRERA

***"Criterios de Diseño, Cálculo y
Fabricación para Tuberías y Soportes
de Chapa en Motores Aeronáuticos"***

Autor: D. Carlos Pulido Florido

Tutor: Dra. Dña. Beatriz López Boada

ÍNDICE DEL PROYECTO

	<u>Página</u>
1. INTRODUCCIÓN	...1
1.1. Objetivos del proyecto	...1
1.2. Ámbito de aplicación	...1
1.2.1. Sistema de aceite	...4
1.2.2. Sistema de combustible e hidráulico	...5
1.2.3. Sistema de aire	...6
1.2.4. Sistema de drenaje	...6
1.3 Terminología y definiciones	...7
2. MATERIALES	...12
2.1. Materiales más comúnmente utilizados	...14
2.1.1. Aceros inoxidables austeníticos	...14
2.1.2. Aceros con endurecimiento estructural	...14
2.1.3. Titanio y su aleación Ti-2.5Cu	...15
2.2. Propiedades mecánicas	...16
2.2.1. Resistencia del material comparada con su densidad	...16
2.2.2. Tensión y curvas esfuerzo-deformación	...16
2.2.3. Ductilidad	...17
2.2.4. Fatiga	...18
2.2.5. Fluencia	...18
2.3. Propiedades físicas y coste	...19
2.3.1. Coeficiente de dilatación térmica	...19
2.3.2. Conductividad térmica	...20
2.3.3. Calor específico	...20
2.3.4. Resistencia a la corrosión	...21
2.3.5. Costes de materia prima	...21
3. DISEÑO Y CRITERIOS DE FRABRICACIÓN PARA TUBERÍAS	...23
3.1. Diseño y criterios de fabricación para tuberías	...23
3.1.1. El esquemático de los sistemas de fluidos	...24
3.1.2. Maqueta electrónica	...24
3.1.3. Planificación de diseño	...25
3.1.4. Trazado de tubos	...25
3.1.5. Mantenibilidad	...27
3.1.6. Protección contra fuego	...29
3.1.7. Filtros, restrictotes y medidores de flujo	...29

3.1.8. Consideraciones para tubos de soporte	...30
3.1.9. Consideraciones para tubos del sistema de drenaje	...31
3.2. Tamaños estándar de tubo	...31
3.3. Tolerancias después del doblado	...32
3.3.1. Espesor de pared	...32
3.3.2. Ovalidad	...33
3.4. Conexiones de tubos (<i>Fittings</i>)	...33
3.4.1. Diseño de <i>fittings</i> , criterios generales	...34
3.4.2. Uniones roscadas (<i>ferrule</i> y tuerca)	...35
3.4.3. Conexiones bridadas selladas con junta tórica	...38
3.4.4. Conexiones bridadas selladas con sello metálico	...39
3.4.5. “V” Clamps	...40
3.5. Diseño de restrictores	...41
3.6. <i>Bonding</i> eléctrico (puesta a potencial) de tubos	...43
3.7. Fabricación de tuberías	...44
3.7.1. Corte de la tubería	...45
3.7.2. Curvado de tubería	...45
3.7.3. Limpieza y desengrase de tuberías y <i>fittings</i>	...48
3.7.4. Ajuste del tubo en <i>jig</i> y cortes externos	...49
3.7.5. Punteo TIG	...51
3.7.6. Soldadura orbital	...51
3.7.7. Soldadura fuerte o <i>brazing</i>	...53
3.7.8. Granallado y pulido	...53
3.7.9. Marcado	...54
3.7.10. Inspección visual	...54
3.7.11. Inspección radiográfica	...54
3.7.12. Pruebas de presión	...55
3.7.13. Limpieza química	...55
3.7.14. Autocontrol	...55
3.7.15. Embalaje	...56
3.8. Particularidades de los tubos de Titanio	...56
3.8.1. Limitaciones	...57
3.8.2. Diseño de tuberías de Titanio	...58
3.8.3. Conformado de tuberías de Titanio	...61
3.8.4. Soportado e instalación de tubos de Titanio	...64
3.8.5. Recomendaciones adicionales	...64
3.9. Conexiones y mangueras flexibles	...65

3.9.1. <i>Bobbin o transfer pipe</i>	...65
3.9.2. Tipos de mangueras	...67
3.9.3. Instalación de mangueras flexibles	...71
3.9.4. Tubos parcialmente flexibles	...75
3.10. Instalación de tubos rígidos	...75
3.10.1. Función de los soportes o <i>brackets</i>	...76
3.10.2. Elementos para la instalación	...80
4. DISEÑO Y FRABRICACIÓN DE SOPORTES	...84
4.1. Corte de chapa	...85
4.1.1. Láser	...85
4.1.2. Corte por chorro de agua con abrasivo	...87
4.1.3. Corte por electroerosión	...89
4.2. Métodos de deformación	...91
4.2.1. Plegadora	...92
4.2.2. Deformación hidrostática	...100
4.3. Soldadura	...103
4.3.1. Soldadura TIG	...103
4.3.2. Soldeo fuerte (<i>brazing</i>)	...114
4.4. Tratamientos térmicos	...120
4.4.1. Deformación y resistencia de un cristal	...120
4.4.2. Imperfecciones en la estructura cristalina y acritud	...121
4.4.3. Tipos de tratamientos térmicos	...121
4.5. Identificación de soportes	...122
4.6. Puesta a tierra o potencial (<i>bonding</i>) eléctrico de soportes	...122
5. CRITERIOS DE CÁLCULO	...123
5.1. Fases de desarrollo y metodología	...123
5.2. Consideraciones y requerimientos generales de cálculo	...126
5.2.1. Soportes	...126
5.2.2. Tuberías	...128
5.3. Cálculos preliminares	...130
5.3.1. Cálculo de la primera frecuencia de un tramo de tubería	...130
5.3.2. Cálculo de las distancias máximas de soportado	...131
5.3.3. Selección del espesor de tubería	...133
5.3.4. Cálculo de soportes y fijaciones	...134
5.4. Método de los elementos finitos	...143
5.4.1. Modelos de elementos finitos	...143
5.4.2. Definición de la instalación elementos adyacentes	...143

5.4.3. Traducción del modelo desde programas CAD	...144
5.4.4. Modelado de elementos	...144
5.4.5. Condiciones de contorno	...146
5.5. Tipos de análisis	...151
5.5.1. Análisis estático bajo carga última y límite	...151
5.5.2. Fatiga de bajo ciclo (LFC)	...151
5.5.3. Análisis dinámico	...152
5.5.4. Análisis bajo cargas debidas a la pérdida de un álabe	...156
5.6. Análisis de tuberías rígidas	...156
5.6.1. Cargas	...156
5.6.2. Criterios para tuberías	...164
5.6.3. Cálculo de <i>fittings</i> o conexiones bridadas	...166
5.7. Análisis de soportes	...170
5.7.1. Cargas	...170
5.7.2. Criterios para soportes	...172
6. NECESIDADES EXPERIMENTALES	...174
6.1. Normativas aplicables	...174
6.1.1. Normativas aeronáuticas para turbinas de gas	...174
6.1.2. Normativas navales para turbinas de gas	...175
6.2. Requisitos experimentales relevantes para sistemas fluidos	...175
6.3. Requisitos experimentales a nivel componente	...175
6.3.1. Ensayo de vibraciones	...175
6.3.2. Ensayos de fuego	...179
6.3.3. Ensayo de puesta a tierra o <i>bonding</i>	...181
6.3.4. Pruebas de presión	...182
6.4. Pruebas declaradas para motor completo	...183
6.4.1. Durabilidad	...184
6.4.2. Ensayos de ingestiones de pájaros	...184
6.4.3. Ensayo de <i>Fan Blade Off</i> o pérdida de álabe	...184
7. CONCLUSIÓN Y TRABAJOS FUTUROS	...186
8. BIBLIOGRAFÍA, DOCUMENTACIÓN Y NORMATIVA	...187

1. INTRODUCCIÓN

Los motores de aviación que más se utilizan en la actualidad son en su mayoría motores a reacción, del tipo turborreactor o *turbofan*, cuyos componentes fundamentales son turbo-máquinas, siendo estas los compresores y las turbinas¹. Para obtener empuje, y por lo tanto movimiento en el sentido deseado, es necesario acelerar una gran masa de aire, por lo que hacen falta una serie de componentes en el motor además de los compresores y turbinas, como son el difusor, la cámara de combustión y la tobera.

Para hacer posible el uso del turborreactor o *turbofan* y de la energía que este produce para su propósito final son necesarios, además de las turbo-máquinas, un gran número de equipos y mecanismos auxiliares para su correcto funcionamiento, regulación y control. Dentro de la gran variedad de equipos y sistemas necesarios para la regulación y el control de las turbo-máquinas están los denominados sistemas fluidos o sistemas de tuberías. Estos sistemas de tuberías son los encargados de suministrar aceite, aire y combustible a una gran cantidad de componentes del motor para muy diversas aplicaciones (sellado, lubricación, refrigeración, control, etc). Para el transporte y suministro de estos fluidos, allí a donde son requeridos, se hacen necesarios las tuberías y un sistema de soportes o instalación correspondiente.

1.1 Objetivos del Proyecto

El objetivo principal del presente Proyecto Fin de Carrera es la de generar un documento de guía para el diseño de tuberías rígidas, flexibles y su soportado para motores de aviación, basado en conceptos probados de diseño, fabricación y cálculo.

Mediante este objetivo principal, se pretende asegurar que el diseño de conducciones fluidas, sus elementos, y sus soportes estén correctamente diseñados para satisfacer las condiciones funcionales, de trabajo y de mantenimiento del sistema al que las tuberías van a pertenecer, seleccionando los procesos de fabricación más adecuados, con un mínimo peso final y un coste mínimos.

Como objetivo secundario, y respondiendo ante la tendencia al alto grado de nivel de especialización que presenta la industria aeronáutica, se pretende acercar al diseñador a los criterios de fabricación y cálculo, para así evitar reiteraciones innecesarias o excesivas y reducir en cierta medida los tiempos destinados al diseño conceptual y de desarrollo, evitando diseños ineficientes.

Dotando al diseñador de los conocimientos de las diferentes técnicas o métodos de fabricación y de cálculo, así como de los procesos envueltos en cada paso, y también poniendo a su disposición las posibles dificultades o problemas, ventajas y desventajas que cada método puede presentar, se pretende anticipar y reducir en gran medida los problemas que pudieran encontrarse durante el dimensionamiento final y la fabricación del componente en cuestión, por parte de los especialistas de cálculo y fabricación correspondientes.

1.2. Ámbito de aplicación

Las líneas de tuberías son la principal forma de distribuir los distintos fluidos requeridos para el funcionamiento del motor a los variados accesorios y sistemas auxiliares. Aunque relativamente sencillas, hay un número importante de variables a considerar cuando se diseña un sistema de distribución usando tuberías.

¹ MARTIN CUESTA ALVAREZ, Motores a reacción, Editorial Paraninfo, 1995

Las tuberías se dividen en dos grandes grupos: tuberías rígidas y tuberías flexibles:

- Una tubería metálica rígida (ver Figura 1.1) se define como un conjunto fabricado, compuesto básicamente de tubo metálico de pared delgada con una determinada longitud y de diámetro no mayor de 51,4 mm (2.00”), conformado por curvado de tal modo que se cumplan los requerimientos físicos y de instalación y que incorpora las conexiones adecuadas en los extremos.

- Una tubería flexible se define como un conjunto fabricado, compuesto básicamente de manguera flexible (de teflón o metálica) con una determinada longitud y que incorpora las conexiones adecuadas en los extremos. Las tuberías mixtas (tubería flexible más un tramo rígido formando un único conjunto) tienen consideración de manguera flexibles (aunque al tramo rígido se le aplicarán los procesos y especificaciones propias de tubería rígida).



Figura 1.1 - Tubería metálica rígida

Toda tubería, independientemente de si es una tubería rígida o flexible, incorpora conexiones o en su término anglófono *fittings* (ver Figura 1.2) en los extremos teniendo las condiciones de sellado requeridas. También puede incorporar conexiones (*in-line fittings*) para instrumentación, reductores, conexiones en “T”, alojamientos para detectores de partículas, medidores de flujo, filtros, etc. La elección del tipo de conexiones y los posibles tamaños de las tuberías debe ser determinados en una etapa temprana del proceso de diseño, ya que son los principales interfaces con las unidades del sistema las cuales tienen un tiempo de entrega mayor que las tuberías.



Figura 1.2 - Conexiones o *fittings*

Adicionalmente toda tubería debe ser soportada adecuadamente (*clipping points*) usando abrazaderas (*clips, clamps...*) a lo largo de su trazado para evitar que debido a vibraciones peligrosas, se produzca el fallo de la tubería y para asegurar su posición en relación con otros elementos del motor (*clearances*). Aunque las abrazaderas se pueden fijar directamente a los accesorios y carcasas del motor o entre sí, por motivos de mantenibilidad se suelen usar elementos independientes de soportado (*brackets*).

Los *brackets* son soportes metálicos con los cuales se da sujeción a los diferentes elementos que se pueden encontrar en el motor. Suelen ser una chapa metálica de acero plegada o doblada de espesores pequeños, que en algunas ocasiones pueden llevar soldaduras para conseguir una rigidez más alta. En ocasiones se puede requerir el uso de *brackets* mecanizados, principalmente debido a grandes cargas.

El diseño de la instalación de una tubería debe realizarse para que sea lo más económica posible teniendo en cuenta los siguientes criterios generales²:

- La función
- El entorno
- Las condiciones de trabajo
- La fiabilidad
- La seguridad
- La fabricabilidad
- La mantenibilidad
- El peso
- La vida
- El coste

Los sistemas de motor típicos en los cuales las tuberías son ampliamente utilizadas son:

- Sistema de aceite.
- Sistema de combustible.
- Sistema de aire.
- Sistema de drenaje.
- Sistema hidráulico (usualmente está integrado dentro del sistema de combustible).
- Raceways*.

Dentro de los servicios arriba señalados, las condiciones de trabajo pueden ser muy variadas (alta o baja presión; alto, bajo o flujo cero; alta, media o baja temperatura).

² ROLLS ROYCE plc, DRA-54 Design guidelines/Utilisation and design guidelines, The Technical Publications Department, s.f.

Además las funciones a realizar dentro de cada sistema también pueden ser variadas (alimentación, retorno, drenaje, venteo, refrigeración, transmisión de información para la autorregulación de los accesorios o del motor o para la monitorización).

Ahora se pasan a describir brevemente los tres sistemas fluidos principales y sus funciones primordiales³.

1.2.1. Sistema de aceite

El circuito de aceite del motor es un sistema fluido re-circulante que debe proporcionar la lubricación y la refrigeración adecuada para todos los rodamientos, engranajes y transmisiones del motor durante cualquier condición de operación (ver Figura 1.3). El sistema completo se divide en tres áreas principales, respondiendo a las distintas funciones que desempeña:

- Alimentación de aceite y refrigeración (*Oil Feed*), para labores de refrigeración y lubricación
- Retorno de aceite (*Oil Scavenge*), encargado de recoger, por gravedad y succión, el aceite ya utilizado para su posterior renovación, mediante filtrado
- Venteo, separación de aire y sistema de *breather*, que recoge una mezcla aceite-aire con poca proporción de aceite, donde éste se encuentra suspendido en el aire, como pulverizado y es expulsado por presión (p. ej. como excedente en la cámara de un cojinete donde se dan temperaturas muy elevadas).

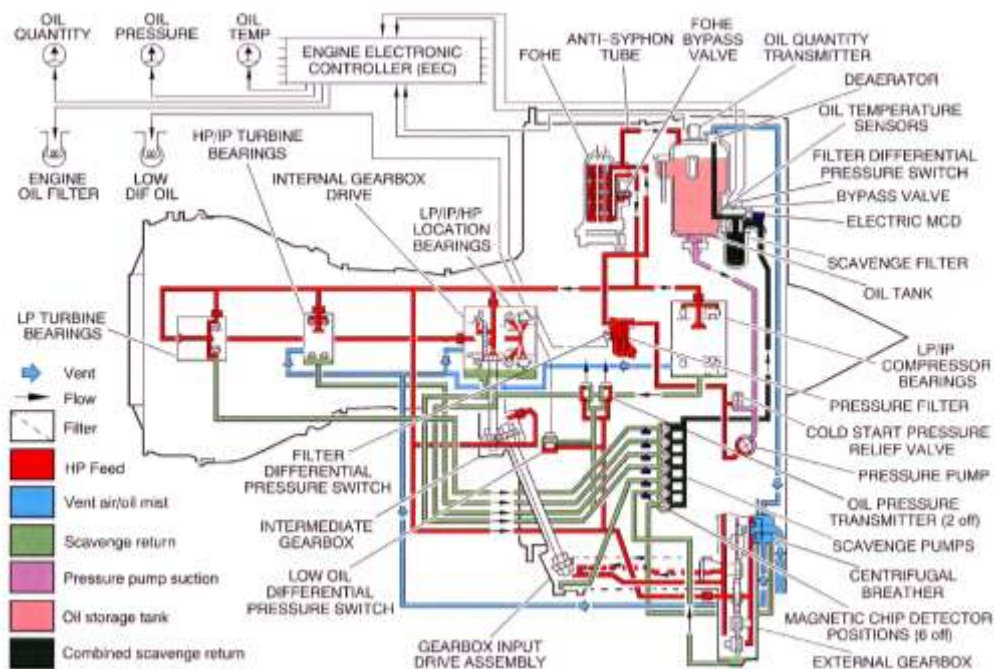


Figura 1.3 - Sistema típico de aceite (Trent 900)

El sistema de alimentación en el motor se encarga de hacer llegar el fluido a aquellos mecanismos en los que existe movimiento relativo (rozamiento y deslizamiento) con el fin de lubricar y refrigerar (p. ej. los cojinetes de un eje o las ruedas dentadas de un

³ ROLLS ROYCE plc, The Jet Engine, The Technical Publications Department, 1986

engranaje). Desde el punto de partida, normalmente un depósito de almacenaje, el fluido circula hasta los diferentes puntos de destino (mecanismos del motor) a través de un circuito formado por diversos elementos, tales como tuberías, bombas, filtros, etc. conocidos como *dressings*.

1.2.2. Sistema de combustible e hidráulico

El circuito de combustible del motor (ver Figura 1.4) es un sistema fluido abierto que debe proporcionar una cantidad de combustible adecuada, a la presión adecuada en zonas muy concretas de la cámara de combustión. Además de esta función principal, existen otras que se listan a continuación:

- Alimentación: El sistema de alimentación de combustible se encarga de hacer llegar a donde se requiere, para diversas funciones, a la presión adecuada para cada zona (alimentación de la cámara de combustión, arranque, post-combustión, arranque de post-combustión). El flujo del combustible al motor varía significativamente con la altitud y la velocidad, además de con el régimen del motor.
- Control térmico del motor: Otro objetivo del sistema de combustible es el control térmico de otros elementos o sistemas del motor. Estos elementos o sistemas pueden ser el sistema de aceite, sistema de aceite del generador eléctrico del motor, equipos electrónicos, o el propiamente generado por el sistema de combustible (bombas, etc).
- Arranque y apagado.
- Absorción de drenajes: En la mayoría de aplicaciones civiles, el combustible vaciado de conductos durante apagados de motor o de post-combustión no puede verterse al exterior. En estos casos, el combustible es enviado a un depósito de drenajes, el cual es vaciado continuamente, devolviendo su contenido al sistema de combustible.

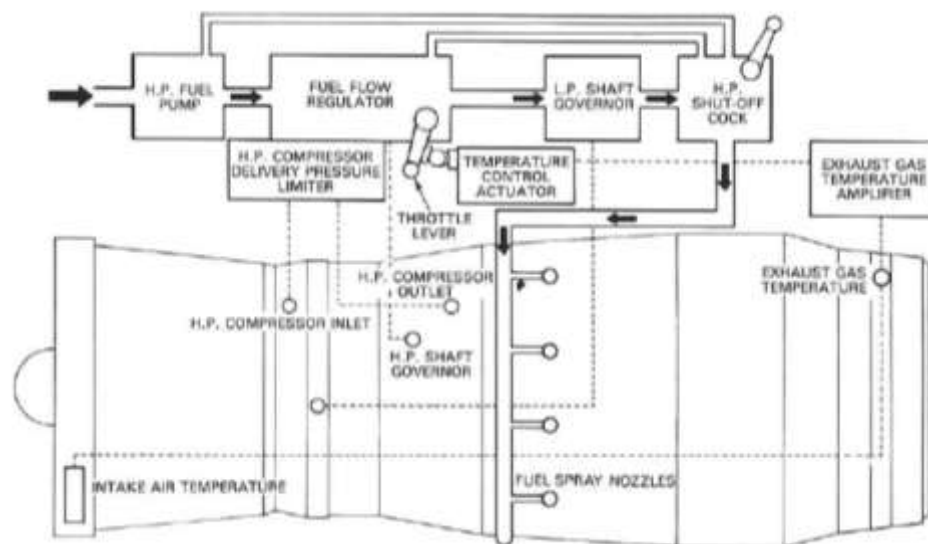


Figura 1.4 – Sistema de alimentación de combustible típico

- Control de sobre-velocidades: El sistema de combustible debe tener elementos para controlar sobre-velocidades, reduciendo el flujo de combustible al motor hasta en nivel requerido para mantener el régimen original y permitir continuar la operación normal de avión, mantener el motor en ralentí y permitir extracción de potencia o sangrado de aire por parte del avión y su apagado en caso de emergencia.
- Sistema hidráulico: El sistema de combustible se utiliza para mover actuadores que controlan otros parámetros de funcionamiento del motor (actuadores de tobera, inversores de empuje, válvulas de sangrados, controles activos de presión, etc) ahorrando así bombas adicionales.

1.2.3. Sistema de aire

El sistema de aire tiene como función primordial la de refrigerar las partes internas del motor y accesorios, así como funciones de sellado para prevenir la entrada de gases calientes dentro de los discos de turbina, así como adicionalmente controlar la *clearance* de las puntas de álabe con las carcasa (utilizando drenaje de aire desde el compresor).

1.2.4. Sistema de drenaje

Existen numerosas fuentes de drenajes en un motor (ver Figura 1.5) que son necesarias de atender mediante sistemas de tuberías, como puede ser la cámara de combustión ante combustible no quemado, ejes de bombas y caja de engranajes, fugas a través de los sellos, vaciado de conductos, etc.

Cuando no se trata de un drenaje de combustible, ya que este se puede re-utilizar, estos drenajes se suelen verter fuera del motor y del avión por uno o más puntos determinados (*drains masts*). Estos drenajes suelen llegar al *drain mast* por gravedad.

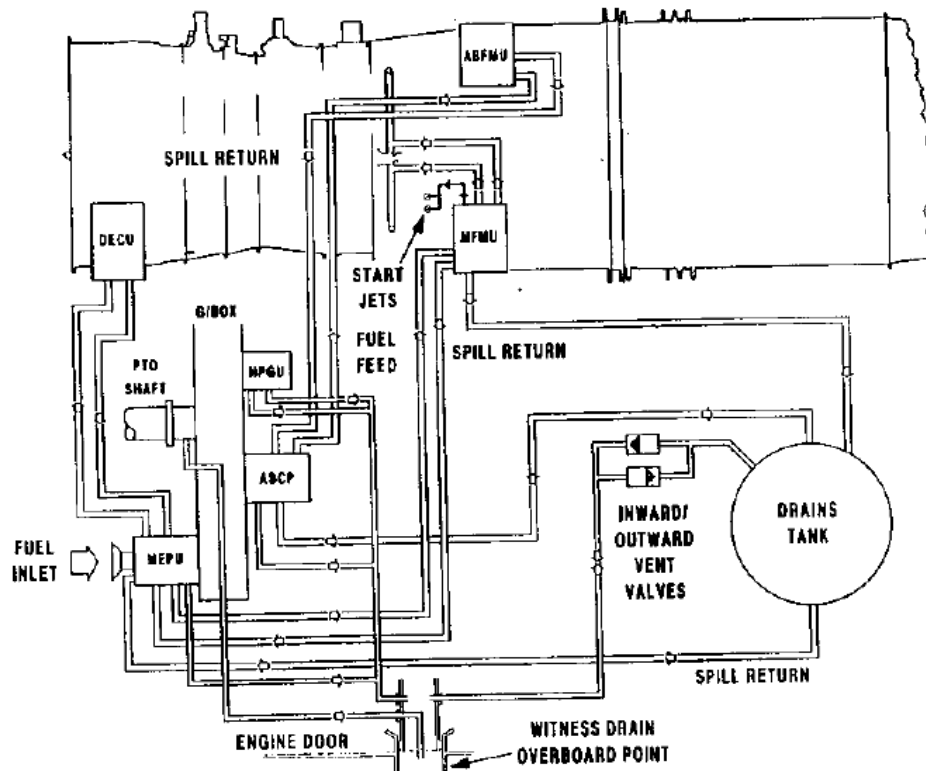


Figura 1.5 - Sistema típico de drenaje

1.3. Terminología y definiciones

A continuación se muestra un glosario, ordenado por orden alfabético, de la definición de los conceptos, tecnicismos y abreviaturas empleados durante el desarrollo del presente proyecto fin de carrera:

Anchor nut: Es una pieza estampada de metal laminado donde va alojada una tuerca, bien fija o bien flotante. Este elemento se fija mediante remaches al elemento donde irá alojado el tornillo.

Assembly: Conjunto de piezas que son necesarias para formar un componente.

Back to Back: Soportado entre dos tubos trazados en paralelo mediante abrazaderas.

Bobbin transfer: Tubo cuyos extremos incorporan *fittings* o conexiones deslizantes sellados con juntas tóricas o metálicas.

Bonding: Puesta a tierra o a potencial eléctrico común.

Break Point: Punto de rotura o desconexión intermedia en una línea fluida.

Buy Off. Proceso de aceptación y aprobación de un diseño.

Cargas Límite: Cargas susceptibles de aparecer durante el normal funcionamiento del motor. Suelen ser debidas a presión interna, temperatura, maniobras, transporte y tolerancias de fabricación y montaje.

Cargas Últimas: Por definición son cargas resultantes de multiplicar por 1,5 las cargas límite y que se pueden dar una vez en la vida del componente. Se consideran también

cargas últimas aquellas que pueden aparecer tras un fallo o mal funcionamiento del motor.

Certificación: Confirmación de que el producto o proceso que se desarrolla satisface los requisitos legales establecidos por la autoridad aeronáutica.

Clamp: Abrazadera compuesta por varios elementos no separables.

Clamp block: Sistema de soportado ideado para varios tubos / harnesses a la vez empleando un único elemento.

Clearances: Distancias o espacio que hay entre dos elementos adyacentes.

Clip: Elemento de sujeción o abrazadera, normalmente estandarizada, que amarra un tubo, cable o mazo eléctrico a un punto fijo del motor, habitualmente un *bracket* o soporte, compuesta por varios elementos separables.

Clipping bracket: Se denomina *bracket* a aquella pieza fijada al motor mediante unión fija o desmontable y que a su vez sirve para sujetar *clips* por los que pasan tuberías o harnesses.

DMU: (Digital Mock-Up) Abreviatura en ingles de maqueta electrónica.

Double Enders Unions: Uniones doblemente roscada.

Dressings: Todos aquellos elementos externos (unidades, tubos, mazos eléctricos, etc.) que en su conjunto forman el sistema de accesorios del motor (también como término más general se utiliza el término *externals*).

Engine Handling Points: Puntos del motor destinados a los soportes del carro de transporte del motor en tierra.

Factor de Amplificación Dinámica (Q): Relación existente entre la amplitud de las vibraciones de un sistema sometido a una excitación de tipo armónico y el desplazamiento cuando la carga es aplicada de forma estática

Factor R: Relación existente entre la tensión media y la amplitud de la tensión alternante en cargas cíclicas.

Fallo por Deformación Permanente: Se produce debido a que la deformación permanente aparecida tras la aplicación de la carga impide al componente cumplir correctamente la función para la que fue diseñado. Este modo de fallo debe evitarse bajo carga límite.

Fallo por Fatiga: Colapso total o rotura del componente tras la aparición de una grieta debido a la acción de cargas cíclicas.

Fallo Último: Se produce debido al colapso total o rotura del componente o mal funcionamiento permanente, de forma que el componente no puede cumplir con la función para la que fue diseñado. Este modo de fallo debe evitarse bajo carga última.

FAR: Acrónimo de *Federal Aviations Regulation*. Las reglas son establecidas por un organismo llamado *Federal Administration Aviation* (FAA), el cual gobierna y dirige todas las actividades aeronáuticas en los Estados Unidos. Estas reglas o normas están diseñadas para promover la seguridad en vuelo y evitar riesgos innecesarios.

Fatiga: Proceso por el que la repetición de estados de carga da lugar a un fallo, incluso cuando los niveles de carga derivan en estados de tensiones menores que la resistencia del material.

Fatiga de Alto Ciclo: Fatiga relacionada con las vibraciones del componente. Cuando la frecuencia de aplicación de la carga coincide con la condición de resonancia, el número de repeticiones de la carga acumulados en un ciclo de funcionamiento puede ser muy elevado. Este tipo de condición es crítica y debe evitarse desde la definición del componente.

Fatiga de Bajo Ciclo: Fatiga relacionada con los ciclos de funcionamiento del motor. El número de repeticiones de la carga que se producen en cada ciclo de funcionamiento suele ser de 1 ó 2 por vuelo, para motores civiles, y entre 4 y 6 para motores militares. En general, estos valores estarán recogidos en la especificación del proyecto aplicable.

Ferrule: Es un tipo de *end fitting*, con una terminación en forma de esfera y que se suelda en el extremo del tubo.

Fittings: Se usa este término inglés para nombrar cualquier conexión que se introduzca en un tubo, pudiendo este elemento ser:

- *End-fitting*: si se inserta en un puerto de una unidad
- *Inline-fitting*: si se usa en cualquier punto a lo largo de la tubería

Fire proof: Requerimiento de funcionalidad (durante 15 minutos) para prueba de fuego.

Fire resistance: Requerimiento de funcionalidad (durante 5 minutos) para prueba de fuego.

Frecuencia de Excitación: Frecuencia (Hz) asociada a una acción exterior sobre el sistema mecánico en estudio y que varía armónicamente.

Frecuencia Natural o Propia: Frecuencia (Hz) del movimiento armónico que resulta de introducir un desplazamiento y/o velocidad inicial a un sistema, que está en posición de equilibrio, y dejarlo vibrar libremente sin amortiguamiento.

Frecuencia Natural Amortiguada: Es la frecuencia de vibración libre de un sistema lineal amortiguado.

Grados de Libertad (*gdl*): Parámetros independientes que definen la posición y configuración deformada de un sistema. También se pueden denominar como Coordenadas Generalizadas.

Half Sleeves: Elementos semicilíndricos soldados por soldeo fuerte o *brazing* al tubo o sin soldar, para protegerlo de la acción del clip que lo soporta.

Harness: Denominación inglesa para los mazos de cables eléctricos.

Hose: Manguera o tubería flexible.

Identity marking: Marcado que se le hace al *Dressing* para ser identificado y siempre visible.

Lug: Lengüeta, orejeta o aleta soldada al tubo con agujero para poder ser usada como punto de clipado.

Loops: Codos, con extra-longitud, de una manguera flexible para evitar tensiones.

Matriz de Amortiguamiento [C]: Constituida por los coeficientes de amortiguamiento c_{ij} , que se definen como la fuerza que hay que aplicar según el grado de libertad i para que aparezca una velocidad unidad según el grado de libertad j , y cero según todos los demás gdl .

Matriz de Masa [M] o Inercias: Constituida por los coeficientes de inercia m_{ij} , que se definen como la fuerza que hay que aplicar en el grado de libertad i para producir una aceleración unidad en el grado de libertad j , y cero según todos los demás gdl .

Matriz de Rigidez [K]: Constituida por los coeficientes de rigidez k_{ij} , que se definen como la fuerza que hay que aplicar según el grado de libertad i para producir un desplazamiento unidad según el grado de libertad j , y cero según todos los demás gdl .

Moisture Trap: Elemento usado en ciertas líneas de fluidos (sistemas de drenaje o de aire) para recoger la posible saturación de humedad que por congelación podría obstruir dicha línea.

Overhauls: Es el proceso del desmontaje completo del motor para su inspección.

Part number: El número de identificación del elemento que es utilizado para diferenciarlo de los demás.

Press Brake: Método de deformación por plegadora.

Quick release: Es la denominación de un requisito para determinados componentes de montaje y desmontaje rápido.

Raceway: Tubería que no lleva ningún tipo de fluido utilizada para soportar otros *dressings*.

Régimen Estacionario: Un sistema está en régimen estacionario cuando todas las variables del problema repiten valores cada T segundos.

Régimen Transitorio: Un sistema está en régimen transitorio cuando la dependencia temporal de las variables del problema es arbitraria o carece de carácter periódico.

Resonancia: Se dice que un sistema está en condición de resonancia, cuando la frecuencia de la excitación que actúa sobre el mismo coincide con alguna de sus frecuencias naturales.

Rutado: Definición del trazado de tuberías o *harnesses* entre las unidades del motor.

SBAC: Society of British Aerospace Companies.

Spigot: Espiga, tetón o saliente del *fitting* donde se acomoda la junta de sellado.

Spool: Es el tramo de tubería que hay entre dos *ittings* solidarios a una tubería.

Springback: Se denomina así al fenómeno de recuperación elástica posterior al doblado de una tubería.

TIG: Soldadura por arco en atmósfera inerte.

Tubería: Conjunto de *fittings* y tramos de tubo (*spools*) que forman parte del montaje en la fabricación de la propia tubería.

Type test: Tipo de ensayo aplicado al primer componente de un sistema nuevo de diseño para garantizar los requerimientos.

Vibraciones Forzadas: Vibraciones que tienen lugar debido a la presencia de fuerzas exteriores variables con el tiempo actuando sobre el sistema.

Vibraciones Libres: Vibraciones que tienen lugar en ausencia de fuerzas exteriores y sólo debidas a unas determinadas condiciones iniciales de desplazamiento y/o velocidad.

Vida a Fatiga: Número de ciclos de carga necesarios para llegar a la iniciación de grieta en el componente analizado.

2. MATERIALES

Debido a lo riguroso que son los requerimientos y los criterios de aceptación en la industria aeronáutica, normalmente cada compañía dentro de su departamento de Materiales y Procesos especifica diferentes códigos para la designación de sus materiales más utilizados o predilectos para un mejor control de calidad de los mismos.

Cuando el material que se quiere utilizar no está incluido en el catálogo o base de datos principal de la compañía o no es conocido por ser de nueva aplicación, suele ocurrir que con la autorización del departamento de materiales, del departamento de calidad y de la dirección técnica de ingeniería se puede utilizar normalmente. La necesidad de esta autorización para la utilización del material por parte de estos departamentos se debe a que siempre se debe asegurar que la materia prima provenga de fuentes trazables, homologables y certificables.

En general y en la actualidad, para diseños de tuberías y soportes los materiales que suelen emplearse son materiales definidos por especificaciones o normas internacionales, como pueden ser la AS, Military Standard, British Standards, SAE, AECMA, etc. y son especificados en los diferentes planos o procesos, bien ya sea a través de la nomenclatura de las normas internacionales, como de normativa interna de cada compañía fabricante del motor. En estas normas se definen y establecen la composición, así como la forma geométrica con que se va a suministrar e incluso la forma o proceso de fabricación en que se deben de emplear (*forging, casting, etc.*).

El material elegido debe cumplir en principio con los tres siguientes requisitos:

- Tener las propiedades necesarias para cumplir los requerimientos técnicos a un mínimo coste.
- Ser adecuado para el método de fabricación elegido, para dar un mínimo coste y el menor peso posible.
- Disponibilidad en el mercado tanto a corto como a largo plazo.

Normalmente los materiales que aparecen en los documentos o catálogos de selección de materiales y que son los más ampliamente utilizados por los diseñadores son la aleación de titanio BS TA21 y el acero inoxidable BS S524.

Las razones por las cuales normalmente las compañías no incluyen una lista exageradamente grande de materiales, en comparación con la basta lista de materiales aplicables y sus diferentes aleaciones, en sus catálogos de selección se debe principalmente a un intento de evitar problemas de suministro y también tratar de mantener al mínimo número de materiales en uso para abaratar costes.

Desde un punto de vista de ingeniería, un material queda totalmente definido⁴ cuando se conocen tres aspectos de él:

- La especificación del material, que contiene detalles de la composición química, tratamiento térmico, método de fabricación y propiedades representativas de una muestra.
- La forma (forja, barra...) y la condición final en la que se utiliza el material.

⁴ OFFICE OF AVIATION RESEARCH, DOT/FAA/AR-MMPDS-01, Metallic Materials Properties Development and Standardisation, Federal Aviation Administration, 1993

- El estándar de calidad, el cuál define los controles de fabricación que permite asegurar que la especificación de ingeniería se cumple. Indica los requerimientos de inspección, re-trabajos y estándares de referencia.

Como se ha mencionado con anterioridad, cada compañía define o desarrolla una nomenclatura interna para denominar a los materiales empleados en sus diseños.

Los materiales equivalentes poseen la misma composición, tratamiento térmico y propiedades mecánicas pero con diferente designación. Si son aprobados por la función de materiales pueden ser especificados bajo una de las definiciones en los planos de detalle.

Los materiales alternativos son aquellos de diferente composición en los cuales se hace necesario cierto tratamiento térmico para producir idénticas o aceptables propiedades mecánicas. No pueden ser especificados bajo una misma definición, y no tampoco pueden ser utilizados cuando en los subsiguientes procesos de fabricación se produzcan tratamientos térmicos, soldaduras o técnicas de soldeo fuerte/débil (*brazing*). Los materiales alternativos cumplirán las mismas normas de calidad, inspección etc. que el material al que sustituyen.

La utilización de material se define como un porcentaje entre el peso de material de producto acabado y el peso de metal del componente fabricado entregado.

La correcta optimización del diseño teniendo en cuenta esta premisa permite que la pérdida de material sea mínima, con el consiguiente ahorro en coste.

Como ejemplo práctico de lo expuesto previamente se puede ver la utilización de material en el soporte BRH19714 (Programa BR715, Rolls-Royce). Esta fue optimizada mediante la sustitución de los puntos de sujeción instalados en una de las alas por su colocación en el alma del mismo, a la vez que al mismo tiempo se aligeraba peso y se reducía el coste de fabricación (ver Figura 2.1).

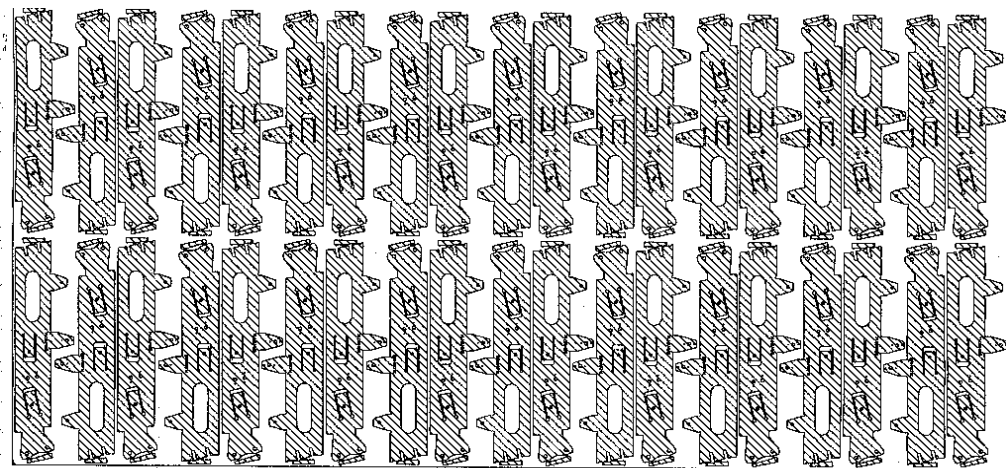


Figura 2.1 – Optimización de material para la fabricación del soporte BRH19714

2.1 Materiales más comúnmente utilizados

En las aplicaciones que como objeto se tratan en el presente proyecto, los materiales comúnmente utilizados para la fabricación de soportes y tuberías son aceros inoxidables y titanios (ver Figura 2.2). Esto es debido principalmente por las altas temperaturas de trabajo y por los altos requerimientos de resistencia mecánica a las que un motor aeronáutico está sometido⁵.



Figura 2.2 – Tabla de materiales más comúnmente utilizados

2.1.1 Aceros inoxidables austeníticos

Los aceros inoxidables austeníticos son aleaciones no magnéticas que cristalizan en una estructura cúbica centrada en caras (estructura gamma γ).

El carácter inoxidable lo obtienen cuando el contenido en cromo supera el 12% formando una capa pasivante a base de su óxido.

El níquel estabiliza el componente austenita a temperatura ambiente, dotando a esta aleación de una excelente ductilidad y tenacidad, manteniendo estas buenas propiedades a temperaturas cualitativamente bajas.

No son endurecibles por tratamientos térmicos sino solamente por deformación en frío (acritud) como en el caso del BS S524. Por su gran estabilidad estructural y su rango de utilización hasta los 650 °C.

2.1.2 Aceros con endurecimiento estructural (*PH Precipitation Hardening*)

Estos aceros inoxidables han sido desarrollados para suministrar alta resistencia y tenacidad, manteniendo al mismo tiempo buenas características de resistencia a la corrosión.

El aumento de la resistencia se consigue por la precipitación de compuestos intermetálicos como el Ni_3Al y el carbono en matrices austeníticas o martensíticas. Los aceros se agrupan en tres grupos (martensíticos, semiausteníticos y austeníticos), en función de las temperaturas de comienzo (M_s) y final (M_f) de transformación martensítica.

El 17-4PH tiene una temperatura de final de transformación martensítica (M_f) por encima de la temperatura ambiente por lo que se transforma completamente en martensita durante el enfriamiento desde el tratamiento de solución y por tanto son martensíticos en la condición de recocido. El endurecimiento se lleva a cabo mediante un simple tratamiento de maduración de 1 a 4 horas a 500 °C aproximadamente.

El 17-7PH es semiaustenítico estando la temperatura de comienzo de transformación martensítica (M_s) por debajo de la temperatura ambiente. Por lo tanto el

⁵ ROLLS ROYCE plc, JDS 252.01 Preferred materials, The Technical Publications Department, s.f.

enfriamiento al aire proveniente del tratamiento de solución genera una estructura austenítica dúctil y fácilmente conformable. Después de la deformación la transformación a martensita se lleva a cabo de tres maneras:

- Si se utiliza una temperatura relativamente baja, 760 °C la M_f se alcanza en las proximidades de la temperatura ambiente.
- Si se utiliza una temperatura mayor 955 °C la M_f se alcanza por debajo de cero, precipitando menos carbón por lo que la martensita producida contiene más carbón y su resistencia es más alta.
- Mediante deformación plástica o acritud.

En cualquiera de los casos la precipitación se realiza en un rango de temperaturas de entre 455 °C y 565 °C en 1 hora u hora y media.

Por último los austeníticos tal como el A-286, tienen una M_s tan baja que no pueden ser transformados a martensita. El endurecimiento se realiza mediante la precipitación de un compuesto intermetálico en la matriz austenítica.

2.1.3 Titanio y su aleación Ti-2.5Cu

El titanio es el cuarto metal tras el hierro, el aluminio y el magnesio más abundante en la corteza terrestre, como ejemplo se podría mencionar que es 60 veces más abundante que el cobre, usado ampliamente (ver Figura 2.3).

Composición corteza terrestre	
O	47
Si	28
Al	7,9
Fe	4,5
Ca	3,5
Na	2,5
K	2,5
Mg	2,2
Ti	0,46
H	0,22
C	0,19
otros < 0,010	

Figura 2.3 – Composición porcentual de elementos en la corteza terrestre

Se obtiene de minerales como la ilmenita o el rutilo. El hecho de que la energía consumida para su obtención sea superior a la de cualquier metal y su baja producción contribuyen a su alto precio.

Cabe destacar su baja densidad y su alto punto de fusión. También presenta bajos valores de calor específico y de coeficiente de dilatación y su muy baja conductividad térmica.

El titanio cuenta además con la ventaja de que naturalmente forma una capa superficial de óxido muy protectora con propiedades superiores a la alumina o los aceros inoxidables frente a la oxidación y la corrosión hasta temperaturas cercanas a los 550 °C.

El titanio no aleado se presenta en diferentes grados comercialmente puros (CP) que son función de sus impurezas, porcentaje de O, N, H y C disueltos por sustitución en su red. Cuanta menor pureza, mejores características mecánicas sin embargo peores propiedades anticorrosión siendo el hierro el que más afecta a la corrosión.

El AMS 4900 posee una excelente resistencia a la corrosión, sin embargo su resistencia mecánica es poco elevada. Es deformable a temperatura ambiente y fácilmente soldable por técnicas de fusión. Pero no puede ser endurecido por tratamiento térmico.

La aleación de titanio Ti-2.5Cu (BS TA21) combina la capacidad de deformación y la soldabilidad de un titanio no aleado con una mejora de las propiedades mecánicas hasta los 350 °C, además de una excelente resistencia a la corrosión.

Los tratamientos de maduración aumentan las propiedades a temperatura ambiente alrededor de un 25 % y casi la doblan a elevada temperatura (por ejemplo la fluencia a 200 °C).

La aleación consiste principalmente en una solución sólida de cobre en titanio alfa, hexagonal compacta, en estado de solución. Esta estructura puede recibir tratamientos de maduración similares a las aleaciones Al-Cu-Mg. El tratamiento origina la precipitación de un compuesto finamente dividido, Ti_2Cu , que le proporciona el usual efecto endurecedor.

2.2 Propiedades mecánicas

En el proceso de conformado de la chapa las piezas son sometidas a fuerzas externas con el fin de conseguir las formas deseadas. Debido a que la deformación se realiza mediante medios mecánicos es importante conocer la respuesta de los materiales a las fuerzas aplicadas⁶.

2.2.1 Resistencia del material comparada con su densidad

El objeto de esta medida es determinar qué material ofrece la mejor relación entre la resistencia estructural y su densidad, lo cual es importante ya que la masa es crítica en aeronáutica.

2.2.2 Tensión y curvas esfuerzo - deformación

El ensayo típico de tensión proporciona propiedades mecánicas tales como resistencia a la rotura, ductilidad y tenacidad. Las probetas usadas tienen unas longitudes definidas (la longitud total suele ser de unos 50 mm) y se montan entre garras de la máquina de tracción. Las máquinas van equipadas con controles que permiten ensayar la muestra a diferentes temperaturas y grados de deformación.

La secuencia de deformación consiste inicialmente en una deformación proporcional a la carga. Este fenómeno es conocido como comportamiento elástico, en el que el material recupera su longitud original y forma, una vez que la carga se retira.

⁶ W.F. SMITH, Fundamentos de la ciencia e ingeniería de los materiales, Mc Graw-Hill, 1994

Al deformarse el material se produce un alargamiento y en consecuencia una disminución uniforme de la sección transversal a la dirección de la tracción, es la estricción uniforme.

Cuando la carga se incrementa, existe un valor de esfuerzo tal que por encima de este, el espécimen se deforma de manera permanente, en esta zona no existe proporcionalidad entre carga y deformación, es la zona plástica. Este valor del esfuerzo se conoce como límite elástico (*Yield stress*). Como no resulta fácil determinar la posición exacta de este valor, suele definirse como el punto de la curva σ - ϵ (tensión-deformación) en el que el esfuerzo se corresponde con 0.2% del alargamiento.

Si la carga sigue incrementándose, alcanza un valor máximo que se conoce como resistencia a la rotura (*Ultimate Tensile Strength*). Superado este valor se da un fenómeno de la estricción localizada, que es un estrechamiento brusco en un punto determinado de la pieza, donde la carga necesaria es menor para producir deformaciones equivalentes y finalmente, si se sigue aumentando la carga, se producirá la rotura del material.

La relación de esfuerzo a deformación en la zona elástica se conoce como modulo de elasticidad (E). Es una medida de la inclinación de la curva (ver Figura 2.3) y por tanto de la rigidez del material. Cuanto mayor sea el valor de E, más alta será la carga necesaria para deformar el material en una misma cantidad.

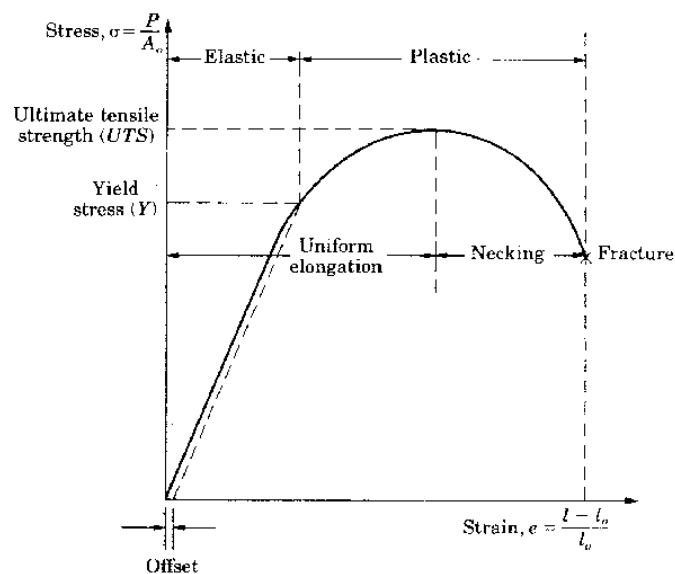


Figura 2.3 – Curva tensión - deformación

2.2.3 Ductilidad

La ductilidad mecánica se entiende cuando un material, reaccionando ante una tracción externa, sufre grandes deformaciones antes de romperse. Ante esta tracción un material dúctil tiene una relación entre el alargamiento longitudinal producido y la disminución de la sección transversal es muy elevada.

Se conoce como la extensión de la deformación plástica del material antes de la rotura. Se mide como:

$$\text{alargamiento} = \frac{L_f - L_0}{L_0} \times 100$$

Donde:

Lf = Longitud final al aplicar la fuerza externa

Lo = Longitud inicial del material en reposo

2.2.4 Fatiga

Cuando un componente está sometido a esfuerzos cíclicos la pieza puede fallar con niveles de esfuerzos inferiores a los que el fallo ocurriría bajo carga estática. Este fenómeno se conoce como fatiga y es el responsable de la mayoría de los fallos en componentes mecánicos.

Los ensayos de fatiga abarcan probetas bajo distintos estados de esfuerzos, usualmente en una combinación de tensión y compresión, o torsión. Estos ensayos se realizan a diferentes amplitudes de esfuerzo y con diferente número de ciclos hasta la posible rotura de la pieza. La amplitud del esfuerzo es el máximo esfuerzo en tensión y compresión.

La fatiga a bajo ciclo se caracteriza por cargas elevadas y lentamente aplicadas, como las asociadas a esfuerzos térmicos. Aunque es difícil definir una región de bajos ciclos, en numerosa literatura de cálculo de fatiga se reconoce que la fatiga a bajos ciclos se produce para un número de ciclos entre 10^4 y 10^5 .

En la fatiga a alto ciclo las cargas son menores pero muy rápidamente aplicadas, como por ejemplo las vibratorias.

Se conoce como límite de fatiga, el máximo esfuerzo cíclico al que el material es sometido sin fallo, independientemente del número de ciclos.

Como norma general, se ha de evitar mediante el diseño el generar puntos de concentración de esfuerzos tales como *fillets* (aristas) con pequeños radios de doblado, radios en cambios de sección, apriete excesivo en tornillos, poca calidad del acabado superficial, etc.

2.2.5 Fluencia

La fluencia o también conocida como su término en inglés *creep* es la deformación permanente de un componente bajo carga estática mantenida durante un período de tiempo. Para los metales y sus aleaciones la fluencia aparece a elevadas temperaturas y su mecanismo se atribuye al deslizamiento del límite de grano.

El típico ensayo de fluencia consiste en sujetar las probetas bajo una carga constante en condición isoterma y medir el cambio de longitud durante un período de tiempo.

Materiales como aceros inoxidables, superaleaciones y materiales refractarios son usados donde la resistencia a fluencia es requerida. La fluencia aumenta con la temperatura y la carga aplicada.

En la Tabla 2.1 que se muestra a continuación, con propósito meramente comparativo, las composiciones y los valores de las propiedades mecánicas básicas de los materiales o aleaciones más comúnmente utilizados en el diseño de tuberías y soportes para motores aeronáuticos.

Estándar de Material	AMS5512	BS S524	AMS5528	AMS4900	BS TA21	BS TA10
Composición	18Cr- 8Ni	18Cr- 10Ni	17Cr - 7Ni	Ti - CP-2	Ti - 2.5Cu	Ti – 6Al- 4V
Suministro	Recocido	Lamin frio	T solución	Recocido	Recocido	Recocido
LElasticoY UTS	210 MPa 540 Mpa	635 MPa 800 MPa	1034 Mpa* 1300 Mpa*	340 MPa 460 Mpa	525 MPa 600 Mpa	870 MPa 920 Mpa
MelasticoE Ductilidad	200 Gpa E >35 %	200 GPa E >13 %	200 GPa E >6 %*	108 GPa E >20 %	110 GPa E >18 %	110 GPa E >8 %
LCF 10 ⁴ ciclos HCF 10 ⁷ ciclos	422 MPa 200 Mpa	422 MPa 200 Mpa	560 MPa	340 MPa 270 Mpa	410 MPa 390 Mpa	400 MPa 350 Mpa

Tabla 2.1 – Comparativa de propiedades mecánicas

2.3 Propiedades físicas y coste

Las propiedades físicas de los materiales, además de las propiedades mecánicas, también son de alta importancia cuando se trata de diseñar componentes o elementos expuestos a unas condiciones del entorno tan extremas como son en las que presenta un motor aeronáutico.

2.3.1 Coeficiente de dilatación térmica

En general todos los cuerpos incrementan su volumen cuando se les aumenta la temperatura.

El coeficiente de dilatación se define como el alargamiento relativo experimentado por un material al elevar su temperatura un grado.

La variación de longitud es proporcional a las dimensiones del elemento, temperatura y el coeficiente de dilatación.

$$\Delta l = \alpha l \Delta T$$

Donde:

Δl = Incremento de longitud

α = Coeficiente de dilatación térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)

l = Longitud del elemento

ΔT = Incremento de temperatura

Es importante tener en cuenta esta propiedad, cuando varios elementos en contacto poseen diferente coeficiente de dilatación. En el caso de soportes fijados a carcasa, bridas de carcasa, etc. se tendrá en cuenta, para la elección del material, el problema asociado a las diferencias de dilatación entre el material de los tornillos y el del soporte (marcado del soporte por aplastamiento debido a par de apriete del tornillo).

Un ejemplo de lo expuesto, es el caso del componente que soporta el filtro de combustible de baja presión del motor BR-715. El soporte de acero esta conectado a la

carcasa exterior del motor (*bypass-duct*) estructura de titanio, mientras que la unidad que soporta es de aluminio.

El aluminio tiende a dilatarse en mayor medida que el acero y a su vez el titanio ejerce el efecto contrario al ser su coeficiente de dilatación menor que el del acero. El soporte tendrá que aguantar esos esfuerzos térmicos sin deformarse permanentemente (ver Figura 2.4).

Durante los procesos de soldadura cuanto mayor sea el coeficiente de dilatación mayor será la distorsión producida. Si además no se permite que el material se expanda libremente aparecerán tensiones residuales en la pieza.

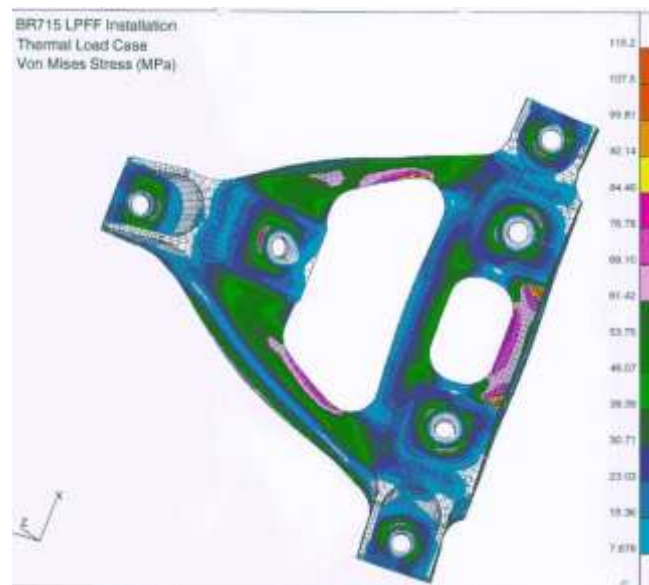


Figura 2.4 – Mapa de esfuerzos por deformación térmica

2.3.2 Conductividad térmica

El coeficiente de la conductividad térmica da una idea de la facilidad con que el calor fluye a lo largo del material.

La principal dificultad experimentada en el mecanizado del titanio y de los aceros inoxidable austeníticos está causada por su baja conductividad térmica que será causa de altos gradientes térmicos y motivo de deformaciones no homogéneas. Pero también proporciona menores zonas afectadas térmicamente en proceso de soldadura y corte por láser.

A modo de comparación entre los materiales típicamente utilizados, el aluminio difunde el calor diez veces más rápido que el acero y el cobre lo hace aún mas rápidamente por lo que en una soldadura de cobre o aluminio el metal de aportación solidificara mucho antes que en una soldadura de acero.

2.3.3 Calor específico

El calor específico representa la cantidad de calor que puede almacenar un material y también nos indica el aumento de temperatura como resultado de una aplicación de energía. El calor específico se define como la energía requerida para aumentar la unidad de masa de material en un grado.

En general los cuerpos poco densos tienen un elevado calor específico, mientras que los muy densos poseen un calor específico bajo.

2.3.4 Resistencia a la corrosión

Sin entrar en detalle al respecto de todos los tipos de corrosión que pueden aparecer, la más común es la combinación de concentración de cargas con agentes externos que promueven la corrosión.

Los métodos de protección más comúnmente empleados están relacionados con evitar concentraciones de esfuerzos mediante el empleo de protecciones tales como *platings* o *claddings*, especialmente en aluminios. Aunque los aceros presentan una buena resistencia a la corrosión, en ocasiones se pueden emplear recubrimientos superficiales o bien tratamientos térmicos que relajen las tensiones superficiales que pudieran aparecer.

2.3.5 Costes de materia prima

Para valorar correctamente el coste del material hay que tener en cuenta no solo el propio coste de adquisición de la materia prima, sino también el coste asociado por el tratamiento térmico si este va a ser requerido.

De los materiales más utilizados, el más barato es el acero AMS 5512 cuyo precio es de 13 \$/Kg para un espesor de 1.6 mm y unas dimensiones de 2000x1000 mm.

El BS S524 tiene un precio de 39 \$/Kg bajo las mismas condiciones que el anterior.

El AMS 5528 alcanza un precio similar en condición de recocido de 39 \$/Kg, pero el material requiere de un tratamiento térmico posterior que termina incrementado el coste del producto final.

El titanio puro AMS 4900 es más barato que el aleado mientras que el primero cuesta aproximadamente 50 \$/Kg el segundo llega hasta los 110 \$/Kg para chapas de 1.6 mm. Chapas de menor espesor pueden incrementar el coste.

Las Tablas 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5 muestran los espesores que Accrofab mantenía en stock en el año 2012.

SWG	28	26	24	22	20	18	16	14	12	10
Mm	0.37	0.45	0.55	0.71	0.91	1.21	1.6	2.0	2.64	3.25

Tabla 2.2 – Tamaños disponibles en AMS 5512

SWG	18	16	14	12
Mm	1.21	1.6	2.0	2.64

Tabla 2.3 – Tamaños disponibles en BS S524

SWG	22	20	18	16	14
mm	0.71	0.91	1.21	1.6	2.0

Tabla 2.3 – Tamaños disponibles en AMS 4900

SWG	22	20	18	16	14
mm	0.71	0.91	1.21	1.6	2.0

Tabla 2.4 – Tamaños disponibles en BS TA21

La Tabla 2.5 muestra los valores aproximados de las propiedades físicas para los materiales citados.

T = 20°C	AMS 5512	BS S524	AMS 5528	AMS 4900	BS TA10
Costes (\$/Kg)	8	24	25	37	80
Densidad (kg/m³)	7920	7920	7920	4510	4560
Coef Dilatación Térmica (10⁻⁶/K)	15,3	15,3	15,3	8,04	9,02
Conductividad Térmica (W/mK)	14.2	14.2	14.2	17	13
Punto Fusión (K)	1400	1400	1405	1668	1600
Calor esp. (J/KgK)	475	475	475	519	-

Tabla 2.5 – Propiedades físicas y costes⁷

⁷ DEPARTMENT OF DEFENSE USA, MIL-HDBK-5H Metallic materials and elements for Aerospace vehicle structures, Defense Area Printing Service, 1998

3. Diseño y criterios de fabricación para tuberías

En esta sección se van a desarrollar los criterios de diseño básicos para tuberías y para sus conexiones, así como directrices para su fabricación e instalación. Especial atención se le ha prestado a los tubos de titanio, dado las particularidades de este material, y a los tubos o mangueras flexibles, debido a las diferencias constitutivas con las tuberías rígidas.

3.1 Consideraciones y criterios de diseño

Como se ha mencionado con anterioridad en la introducción en un motor aeronáutico hay principalmente, debido a sus inherentes características de diseño, dos tipos de tubos; los denominados tubos rígidos metálicos y los tubos o mangueras flexibles. Estos últimos a su vez se pueden clasificar en dos subgrupos, tubos o mangueras flexibles metálicas y de teflón.

Como nota aclaratoria cabe mencionar que los tubos flexibles son más pesados, voluminosos y caros que los tubos rígidos, es por ello que su uso siempre es limitado exclusivamente a las aplicaciones donde los tubos metálicos no pueden cumplir con los requerimientos especificados (por ejemplo, como podría ocurrir al ser instalado donde existe un rango alto de vibraciones a soportar). Dado que los componentes no metálicos no son recomendados, en términos generales, para su utilización en el campo de los aeromotores debido a las altas temperaturas ambientales de trabajo en las diferentes zonas del motor, las mangueras flexibles fabricadas con teflón tienen un uso restringido, dependiendo así su utilización a la localización de su instalación debido al mapa de temperaturas del motor.

Los factores fundamentales o más influyentes a aplicar, en términos generalistas, en el diseño de un tubo son los siguientes⁸:

- Función.
- Entorno.
- Prestaciones.
- Fiabilidad y vida.
- Fabricabilidad.
- Mantenibilidad.
- Peso.
- Coste.

Así pues y atendiendo a factores de funcionabilidad, fiabilidad, seguridad y fabriabilidad, se pueden definir las siguientes consideraciones básicas durante el diseño:

- Todo tubo debe de ser del diámetro correcto y mecánicamente compatible con su función y vida requerida. Debe ser rutado del modo más económico y soportado adecuadamente usando abrazaderas a lo largo de su trazado para evitar vibraciones en frecuencias peligrosas.

⁸ ROLLS ROYCE plc, DRA-54 op. cit.

- Todas las conexiones deben de ser adecuadamente selladas para evitar fugas de fluidos, que puedan interferir en el buen funcionamiento de los sistemas fluidos y poner en riesgo la aeronave o el vuelo ante fugas de sustancias peligrosas. A su vez evitar el ingreso de elementos contaminantes en las líneas de fluidos que puedan dañar equipos y mecanismos.
- Es necesario asegurarse de que se respeten las distancias mínimas entre un tubo y los elementos adyacentes, evitando con esto que ante cualquier cambio o desviación del diseño nominal (debido a la posible aparición adversa de tolerancias de fabricación, las tolerancias de montaje, expansiones térmicas, etc) no se provoquen interferencias o contactos con los mencionados elementos adyacentes.
- Es necesario cerciorarse de que se cumplen con las distancias mínimas entre codos de doblado de un tubo o entre los codos y las soldaduras, las cuales serán explicadas con posterioridad en el presente capítulo, a fin de asegurar la fabricabilidad de la tubería.

3.1.1. El esquemático de los sistemas de fluidos

Desde las fases iniciales del proyecto de instalación de un sistema de fluidos de un motor aeronáutico, es necesario editar un diagrama preliminar de las líneas para cada uno de los sistemas del motor (esto normalmente es un esquema en 2D preliminar, contemplando todas las líneas fluidas para los diferentes sistemas del motor). Estos diagramas junto con los esquemas de diseño correspondientes son utilizados para definir los sistemas y su trazado, así como el posicionado de las unidades sobre las carcasas. Un ejemplo de dicho esquemático se puede encontrar en la Figura 3.1.

Factores mencionados anteriormente como funcionalidad, peso, coste, mantenibilidad, compatibilidad del trazado con su entorno (interfaces e instrumentación) pueden ser establecidos a grandes rasgos a partir de estos diagramas preliminares.

Puede también servir para detectar y evitar problemas en determinadas zonas así como definir el tipo de conexiones de los tubos. Igualmente, pueden servir para revelar opciones más baratas como son la integración de líneas fluidas (pasajes internos) en los propios accesorios evitando diseños de tubos complicados.

En este tipo de esquema se desarrolla, de manera croquetizada, toda la información necesaria para que se desarrolle la función de diseño de tuberías. En este tipo de documento se definen los puertos de origen y destino de cada tubería, el diámetro, el espesor, la zona del motor donde se ubica, etc. y una segunda donde se especifica, el tipo de *fittings* que lleva (*part numbers*), las condiciones de trabajo (presión y temperatura del fluido en ese tramo), etc.

En la Figura 3.1 se ha incluido de un sistema de distribución de aceite genérico, donde se puede observar los distintas líneas de tuberías que llevan el aceite desde el depósito de almacenaje hasta los diversos mecanismos que demandan su uso.

3.1.2 Maqueta electrónica

El propósito general de la maqueta electrónica (también conocida como Digital Mock-Up o DMU) es tener una réplica exacta del motor en la que se representan todos los componentes externos del motor incluyendo carcasas, accesorios, cajas de engranajes, sistemas de tuberías, cableado eléctrico, bancada del motor, etc.

La DMU se usa para el diseño concurrente de la tubería en particular que se esté desarrollando, a la par que se desarrollan el resto de componentes y sistemas, así como la comprobación de las distancias mínimas con el entorno, zonas de extracción de accesorios, accesos para boróscopos, etc.

La maqueta electrónica completa se usa también para establecer los ensayos de instalación del motor en la góndola del avión. También se usa como elemento de familiarización con los elementos representativos del motor así como para llevar a cabo verificación de tiempos de actividades de servicio y mantenimiento mientras no exista el primer motor físico.

La DMU se puede usar para cubrir diferentes requerimientos, pero su función esencial es la de definir la distribución general de ubicación de los accesorios y de este modo servir como herramienta principal para la localización de accesorios y el subsecuente el diseño de tuberías y cables eléctricos.

3.1.3 Planificación de diseño

Uno de los problemas básicos asociados con el diseño de los tubos de un motor es que ésta está entre las últimas actividades del diseño, junto al diseño de cableado eléctrico e instrumentación, y por tanto, está directamente afectada por cualquier retraso en el programa de diseño del motor o de cualquier componente. Esto invariablemente significa que no queda demasiado tiempo antes del montaje del primer motor de desarrollo para diseñar un sistema de tubos óptimamente estudiados.

La creación de equipos integrados de diseño desde las fases iniciales del proyecto es una práctica necesaria. Este equipo integra todas las áreas y controla asuntos como diámetros de tubo, contornos de carcasas, posicionado de accesorios, etc., y asegura que los interfaces se acuerden. También se desarrollan estudios sobre tolerancias de montaje, expansiones térmicas y movimientos relativos entre diferentes partes del motor así como entre el motor y elementos circundantes. El equipo de diseño de tubos debe formar parte de este equipo integrado.

3.1.4 Trazado de tubos

Los criterios básicos de diseño que se deben considerar al trazar los tubos tienen como objetivo el conseguir un adecuado comportamiento mecánico, una larga vida en servicio, seguridad y fiabilidad. Estos criterios básicos pueden ser resumidos en los siguientes puntos:

- Se deben evitar trazados rectos de tubos entre conexiones rígidas en los extremos.
- Diseñar soportes ligeramente flexibles para liberar tensiones.
- Usar abrazaderas en las líneas fluidas para facilitar los alineamientos durante la instalación y liberar tensiones.
- Utilizar conexiones soldadas en los extremos y en piezas intermedias siempre que sea posible.
- Evitar largas líneas fluidas en zonas abiertas salvo que se pueda cumplir las distancias de soportado.
- Tener en cuenta que la flexibilidad de un tubo rígido decrece cuanto más corta es su longitud y cuanto mayor es su diámetro y espesor de pared.

3. Diseño y criterios de fabricación para tuberías

Especialmente, cuando se usan *fittings* rectos es esencial diseñar configuraciones de tubos con la flexibilidad requerida para ser capaz de acomodar las variaciones en tamaño debidas a las expansiones térmicas y a las tolerancias de motor.

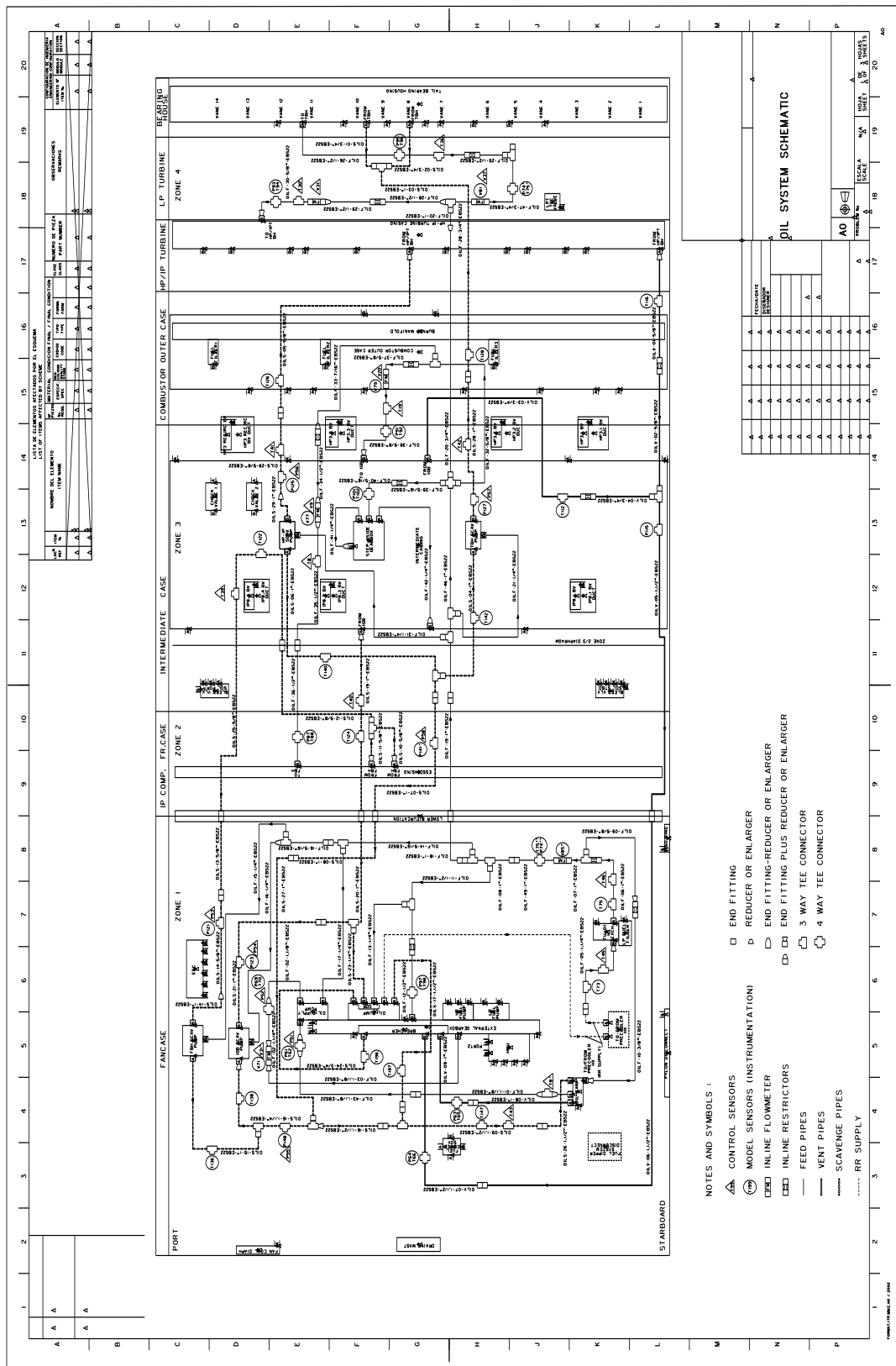


Figura 3.1 – Esquemático típico de sistema de fluidos (Sistema de aceite)

- Las distancias con los elementos adyacentes, o también conocidas en su forma inglesa como *clearances*, deben ser tales, que se debe asegurar un valor mínimo y adecuado una vez finalizada la instalación del componente. Estas están vinculadas con las tolerancias de fabricación y de montaje, así como con las expansiones térmicas.

Este valor puede ser encontrado en la especificación técnica del motor. Normalmente son valores de compromiso que adquieren las diferentes compañías constructoras después de acumular años de experiencia en la fabricación de elementos externos para motores. Así Rolls-Royce recomienda que el trazado de los tubos será de tal manera que la mínima distancia o *clearance* de diseño no sea menor de 10 mm a cualquier otro elemento del motor en la DMU, y 5 mm en montaje en el motor real⁹.

- Evitar la acumulación de tolerancias entre elementos asociados (aquellos ligados mecánicamente) del motor.

- Todo tubo debe de ser diseñado de modo que se evite la formación de codos en “U” en los cuales agua o cualquier otro fluido pueda quedar atrapado y solidificar, pudiendo provocar deformaciones en el propio tubo o daños en cualquier equipo o mecanismo “aguas abajo”. Cuando este tipo de trazado es inevitable, se debe considerar el uso de *water traps*.

3.1.5 Mantenibilidad

Es necesario hacer notar que un aspecto importante en el diseño de un avión es lo fácil que sea su mantenimiento en servicio y por lo tanto los costes de su operación. Esto incluye por lo tanto sus motores y en lo que se refiere a los tubos es algo que se debe de considerar a la hora de plantear su diseño desde el principio.

El objetivo es que los tubos sean fiables y que estén operativos para vuelo el mayor tiempo posible. La relevancia de los tubos en este extremadamente importante aspecto del diseño del motor es que se asegure que el motor pueda ser reparado, y cuando sea requerido, que los accesorios sean instalados y desinstalados en el menor tiempo y con las menores interferencias posibles con otros componentes externos del motor.

Además, cuando es necesario desmontar tubos con el propósito de dar servicio al motor, es necesario que esto se pueda lograr sin requerir herramientas especiales (y de paso reducir el riesgo de daño en elementos adyacentes), que las piezas sueltas como tornillos, tuercas, arandelas, sellos, etc. (los cuales podrían, en caso de pérdida en el propio motor, producir graves daños) sean mantenidos al más absoluto mínimo a la vez que aquellas piezas que sean no estándar, cuya baja disposición podría afectar a los tiempos de reparación, sean evitadas en la mayor medida de lo posible.

Si el desmontaje de tubos durante una operación de mantenimiento es absolutamente imprescindible es necesario considerar cuidadosamente el minimizar el desmontaje de tubos adyacentes que por sí mismos no se vean afectados en esa operaciones de mantenimiento.

Así pues, teniendo en cuenta el objeto de este proyecto desde la perspectiva de mantenimiento, a continuación se van a pasar a detallar unos criterios básicos de diseño para tuberías:

⁹ ROLLS ROYCE plc, DRA-54 op. cit.

- Cuando se diseña una tubería se debe evitar bloqueo geométrico de esta. Este bloqueo se produce cuando ambas conexiones del tubo se encuentran enfrentados y la tubería presenta una gran rigidez, siendo necesario forzar o incluso deformar el tubo o las conexiones en las unidades a la que interconectan para su desmontaje.
- Una buena práctica es establecer una catalogación por niveles, implementando así una prioridad de rutado a los tubos (dependiendo de su diámetro, funcionalidad, etc.) para conseguir que los tubos con mas probabilidad de requerir operaciones de reparación sean los más accesibles.
- Es necesario asegurar puntos de rotura o separación entre tubos (o también denominados *break points*) localizados de modo que se simplifique lo máximo posible el desmontaje de módulos, minimizando así el riesgo de daños.
- En aquellos puntos del sistema de tubos en los que se requiera una desconexión motor / avión se deberá considerar el uso de conexiones *quick release* o de desmontaje rápido. El más simple y ligero de este tipo de conexiones es la *V clamp* con uno o dos tornillos para su ajuste y consecuentemente su simplicidad de montaje / desmontaje y del tipo de herramientas necesarias.

Al igual que adicionalmente se van a detallar una serie de criterios de diseño para soportes:

- Intentar maximizar la cantidad de soportes estándar dado que son muchas las ventajas de la utilización de estos, tanto en costes como en otros aspectos (facilitar la tarea de desmontaje/montaje, cálculo de *stocks*, etc.).
- Es preferible situar los soportes cerca de las bridas que no en la mismas. El situar soportes en bridas de carcasas tiene la gran desventaja de durante las operaciones de reparación por reemplazamiento se requiere la apertura de una brida, con las complicaciones técnicas que esto provoca.
- Intentar evitar el uso de espaciadores (*spacers*), dado su pequeño tamaño los hace difícilmente manipulables durante su montaje y la pérdida o extravío dentro del motor puede provocar grandes daños durante la operación del mismo.
- Intentar asociar a un mismo trazado un mismo tipo de soporte, facilitando así las tareas de montaje al montador.
- Siempre que sea posible procurar accesibilidad a todos los puntos de soportado y a los de fijación del propio soporte a la carcasa, sin la necesidad de desinstalar cualquier otro componente para ello.
- Evitar el uso de soportes remachados, debido al riesgo de daños al soporte o a la estructura a la que está remachado, durante las operaciones de mantenimiento.

Incluyendo también unos criterios de aplicación general para la mejora del diseño desde el punto de vista de mantenibilidad:

- Aquellas partes del motor que requieran una frecuencia alta en las tareas de mantenimiento y un ajuste o reemplazamiento frecuente, estarán fácilmente accesibles evitando desmontar otras partes del motor, módulos y/o accesorios.

- Los puntos destinados a inspecciones rutinarias (boroscópicas, de servicio, etc.) serán de fácil acceso (sin tener que desmontar ninguna otra parte) y situados en la mitad inferior del motor, para un fácil acceso con el avión en tierra.
- Siempre se deberá tener en cuenta los requerimientos de las herramientas o llaves durante el diseño para asegurar que se proporcione la correcta zona de acceso que permita la el emplazamiento de dichos útiles.
- Accesibilidad a los puntos de anclaje entre avión y motor además de los puntos de anclaje para el transporte y ensamblaje (Engine Handling Points). Estos, por razones obvias, deben dejarse libres para evitar cualquier interferencia con el equipo de soporte en tierra.

3.1.6 Protección contra fuego

Es fundamental, como requerimiento de aeronavegabilidad, que todas las líneas de transporte de fluidos y los sellados que contienen combustible o aceite sean diseñados a modo que, y usando tales materiales, en el caso de fuego en la bahía del motor la seguridad del avión sea no puesta en peligro.

Este criterio de diseño ha de ser comprobado mediante los ensayos correspondientes para nuevos diseños y desarrollos o por analogía para componentes/tecnologías ensayados con anterioridad. Estos requerimientos de ensayo serán detallados con posterioridad en este documento en la sección de necesidades experimentales.

3.1.7 Filtros, restrictores, medidores de flujo

Una de las reglas básicas para el buen diseño de un tubo, ya mencionada con anterioridad, es la de evitar el uso de piezas sueltas. Estas podrían inadvertidamente ser dejadas sin montar y su ausencia podría pasar inadvertida hasta que se produjera un daño en el motor. Por ejemplo, un restrictor, un filtro¹⁰ (ver Figura 3.2) o algún elemento similar como válvulas anti-retorno (ver Figura 3.3), el cual se instale en una conexión dentro de un tubo.

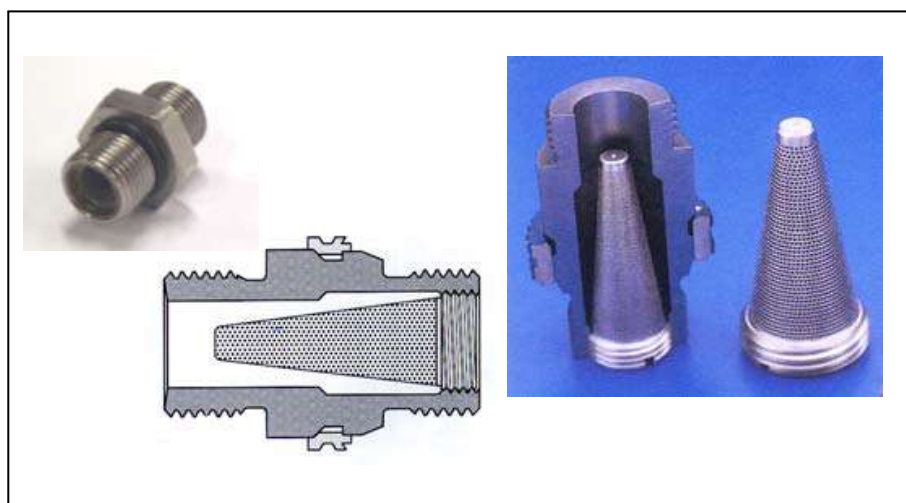


Figura 3.2 – Conexión con filtro

¹⁰ ROLLS ROYCE plc, JDS611.01 Welded tube adaptor integral interfacing cone and weld filler geometrical definition, The Technical Publications Department, s.f.



Figura 3.3 – Conexión con válvula anti-retorno

Cuando algún elemento de este tipo se necesite es necesario poner los medios para garantizar la retención y extracción. Otra característica importante es asegurar que en el diseño de componentes de este tipo sea tal que no se pueda instalar incorrectamente o que la no inclusión de todos los componentes no permita el ensamblaje (*fool-proof*).

Los medidores de flujo o *flowmeters* son altamente sensitivos a las condiciones del flujo de entrada. Esto es debido a que se calibran para una condición de flujo determinada, libre de turbulencias. Estas turbulencias se producen cuando hay un cambio de sección (*reducers*), un codo, o un elemento interno del tubo (como puede ser un sensor de temperatura, un filtro, o presión conectado a un conector “T”) cercano al *flowmeter*. Para asegurar una correcta medición del medidor de flujo los fabricantes de este tipo de componentes establecen generalmente un tramo recto de tubería de 10 veces el diámetro de la tubería aguas arriba (antes del *flowmeter* según el sentido del flujo) y de 5 veces el diámetro de la tubería aguas abajo (después del *flowmeter* según el sentido del flujo). Por supuesto, esta regla de diseño debe ser considerada solo como preliminar. Entrada en la fase de detalle esta característica debe ser coordinada con el fabricante del medidor de flujo o caudalímetro en particular.

3.1.8 Consideraciones para tubos de soporte

Los tubos diseñados para ser soportes para otros tubos (ver Figura 3.4) o cables eléctricos (*race-ways*) deben de seguir las mismas recomendaciones de diseño que los tubos de sistemas de fluidos. Los tubos *raceways* deben de tener al menos uno de sus extremos no fijo para permitir deformaciones.



Figura 3.4 – Tubería de soporte o *raceway*

3.1.9 Consideraciones para tubos del sistema de drenaje

Los tubos pertenecientes a sistemas de drenaje deben de ser diseñados de modo que siempre presenten pendiente negativa cuando el motor está instalado en su posición en el avión y facilitar el deslizamiento del fluido por gravedad.

3.2 Tamaños estándar de tubo

La velocidad y el flujo son los factores principales que dictaminan el diámetro de un tubo. Estos parámetros están determinados por la oficina de diseño de sistemas, puesto que tienen una visión global de los requerimientos de la turbo-máquina, en cuanto a necesidades de consumo, envolvente y regímenes de funcionamiento, etc.

El diámetro de paso (o diámetro interno del tubo) quedará fijado por las condiciones y requerimientos de velocidad / flujo a cumplir dentro del sistema fluido. Velocidades excesivamente altas generan excesivas turbulencias en el fluido aumentando la fricción y aumentando el riesgo de cavitación en determinados puntos. Por otro lado, velocidades excesivamente bajas pueden suponer problemas en algunos sistemas (por ejemplo: una velocidad de paso pequeña en una zona caliente del motor puede producir problemas de exceso de temperatura en el fluido).

Cuando el especialista de sistemas calcula el diámetro de un tubo óptimo para una aplicación en particular, especialmente en líneas de alta eficiencia como las de alta presión, se deben considerar las pérdidas de presión en codos, conexiones acodadas, restricciones, etc. Este tipo de conexiones que generan grandes pérdidas se deben de evitar en la mayor medida. En general el especialista de sistemas estimará un número de restricciones y codos máximos para cada línea, a la vez que revisará el diseño de las tuberías en una primera fase para comprobar que el diámetro seleccionado sigue cumpliendo con los criterios de funcionalidad exigidos por los requerimientos del sistema o turbo-máquina.

Con el diámetro de paso teórico es necesario seleccionar el diámetro exterior y el espesor que más se aproximen al requerido ya que los diámetros y espesores están estandarizados en la industria por motivos de costes.

La presión y temperatura de trabajo dictaminan el espesor de pared, en un primer nivel de dimensionamiento, en cuanto a su comportamiento a cargas estáticas. La vida a fatiga puede ser considerada como otro factor o requerimiento a tener en cuenta cuando se determina el espesor de pared de las tuberías¹¹.

Para la correcta determinación del espesor se hacen necesarios ensayos experimentales que determinen la relación diámetro/espesor más adecuada, en función de la presión y temperatura de trabajo, para soportar una vida (ciclos/fatiga) determinados. Para algunos materiales, los más comunes de aplicación en la fabricación de sistemas de tuberías, debido a su estandarización y uso común estos ensayos se encuentran ya tabulados en forma de tablas de donde es sencillo extraer los valores de diámetro/espesor más adecuados (un ejemplo de este tipo de tablas se puede encontrar como ejemplo en la sección 5.2.3).

Sin embargo, dado que no se puede tabular todas las combinaciones de cargas posibles en un tubo (estas dependerán de la instalación particular en cada motor), estas tablas sólo tienen en cuenta la presión interna (*hoop stress*) y para cada diseño e

¹¹ ROLLS ROYCE plc, JDS613.01 Stainless steel tube wall thickness / working pressure, The Technical Publications Department, s.f.

instalación se hace necesario, al menos, un análisis de tensiones y, en algunos casos, incluso ensayos de confirmación adecuados.

Para minimizar los costes del proyecto, el número de combinaciones diámetro/espesor debe ser mantenido al mínimo posible.

Respecto a la temperatura, los distintos fabricantes de aceites recomiendan restringir la temperatura del aceite o mezcla aire / aceite a un máximo de 200 °C para evitar la formación de depósitos de carbón o / y la degradación del lubricante. Para conseguir esto, puede ser necesario reducir el diámetro de los tubos. Esto incrementará la velocidad del fluido y reducirá el tiempo de permanencia en zona caliente. En algunos casos puede llegar a ser necesario considerar recubrimientos térmicos o apantallamientos reflectores.

Por tanto, para establecer la definición de un tubo es necesario determinar en primer lugar la presión y temperatura máximas de trabajo así como el material adecuado para los requerimientos de carga, temperatura, entorno, servicio y vida. De este modo se seleccionará el diámetro y espesor del tubo según la funcionalidad requerida.

3.3 Tolerancias después del doblado

Dado que para la determinación experimental de las tablas de diámetro/espesor mencionadas en la sección 3.2 se han utilizado tubos curvados dentro de unos límites, es necesario respetar estos límites con el fin de no invalidar las evidencias obtenidas. En caso contrario, se hará necesarias pruebas y ensayos adicionales que encarecerán los tubos, dado que será necesario implantar un proceso de validación ante todos los requerimientos adicionales a comprobar que no podrán ser aprobados por analogía.

Aunque estas evidencias dependerán de los ensayos realizados a cada material¹² es práctica habitual utilizar los mismos límites para los distintos materiales con el fin de evitar equívocos (en cualquier caso, consultar la documentación aplicable a cada caso concreto para asegurar que se utilizan los valores adecuados).

3.3.1 Espesor de pared

Durante el conformado del tubo, debido a la deformación plástica producida, los espesores de pared varían. Con el fin de asegurar la integridad de los tubos el mínimo espesor de pared debe ser controlado.

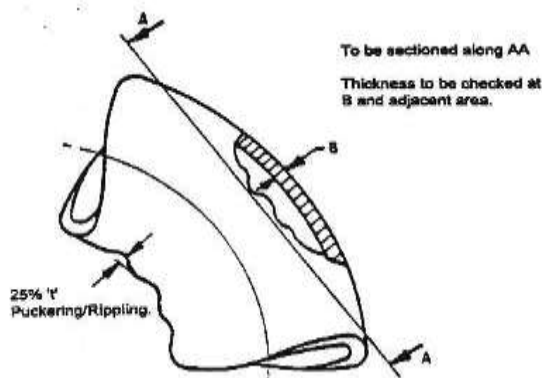


Figura 3.5 – Espesores de pared después del doblado

¹² ROLLS ROYCE plc, JDS608.01 Rigid tube practice stainless steel and C263, The Technical Publications Department, s.f.

En la zona del curvado donde se produce arrugamiento del material (zona interior del codo), el máximo espesor aceptable de la pared del tubo después del curvado será menor del 25% del espesor inicial mínimo (Dimensión 't' en la Figura 3.5). Para la zona exterior del doblado se aceptan disminuciones en el espesor de pared (Dimensión 'B' en la figura 3.5) de hasta un 10% máximo.

3.3.2 Ovalidad

Aunque el conformado de los tubos se realiza con mandril interno (para evitar el aplastamiento del tubo), debido a que tiene que existir un juego que permita el curvado se produce un aplastamiento parcial del tubo. Para asegurar la integridad de los tubos la máxima ovalidad permitida es controlada.

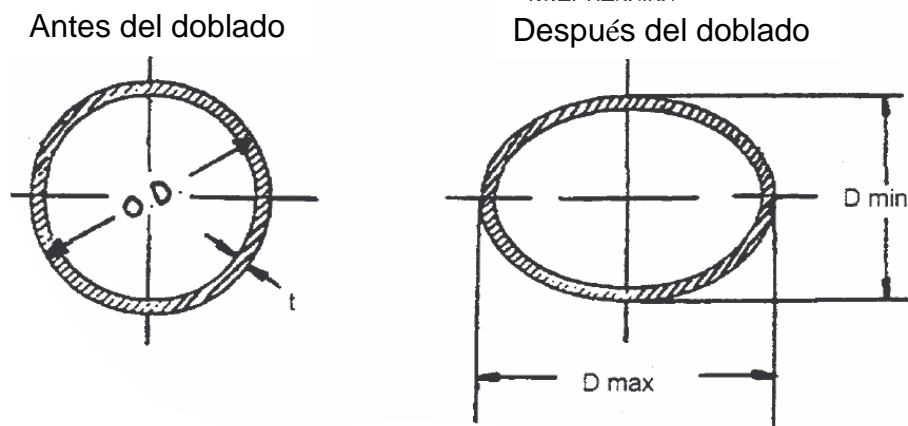


Figura 3.6 – Dimensiones características de ovalidad

Con las definiciones expuestas en la figura anterior (ver Figura 3.6), la medida de la ovalidad de un tubo se puede expresar como:

$$\%OD = [(D_{\max} - D_{\min})/OD] \times 100$$

Donde:

%OD = Ovalidad en porcentaje
Dmax = Diámetro máximo
Dmin = Diámetro mínimo
OD = Diámetro externo

Cuando la ovalidad es excesiva, el tubo pierde parte de sus propiedades mecánicas originales en cuanto a su comportamiento estático y vida a fatiga, a la vez que varían sus condiciones de funcionamiento. Diversos fabricantes de motores establecen la ovalidad de un tubo no debe ser mayor del 10% para tubos que trabajen a presiones inferiores a 7MPa y del 5% para tubos que trabajen a presiones superiores.

3.4 Conexiones de tubos (*Fittings*)

La función primaria de las conexiones entre tubos es la de garantizar el transporte de fluido en el tubo o a otros tubos o componentes sin fuga alguna en las uniones.

Factores adicionales que afectan directamente al comportamiento de una conexión para garantizar el correcto sellado son:

- El acabado superficial / rugosidad de las zonas de contacto y sellado.

- Correcto alineamiento entre tubos en la zona de la conexión.
- En el caso de *fittings* bridados, el correcto encaje y asiento de estos.
- La calidad del acabado de las roscas de los tornillos.
- Los tratamientos para reducir la fricción en roscas, alambres de tracción (p.e. plateado), etc.
- Aplicar los niveles correctos de par de apriete en la unión roscada de conexión.
- Tener en consideración la deformación o expansión de los materiales que componen la junta una vez aplicado el par de apriete.

De manera general y de sentido común, cabe mencionar que al seleccionar las conexiones, se intente evitar el incremento de las pérdidas de carga en el sistema. Así, cambios bruscos de dirección del fluido como el producido en piezas en “T”, restricciones en el diámetro interno, etc., se deben de evitar siempre que sea posible.

3.4.1 Diseño de *fittings*, criterios generales

Las conexiones mas usadas en la industria aeronáutica son las conexiones roscadas (ver Figura 3.7) y las conexiones bridadas (ver Figura 3.8).

La regla general consiste en que las conexiones roscadas con *ferrule* esférico¹³ son el tipo de conexión preferido para tubos de tamaño hasta 25 mm (1.00”) de diámetro exterior. Por encima de 25 mm (1.00”) de diámetro se prefiere el uso de conexiones bridadas¹⁴ debido a las limitaciones físicas, por las dimensiones de la herramienta que se necesita para aplicar el par de apriete y por un peso del conjunto comparativamente menor.

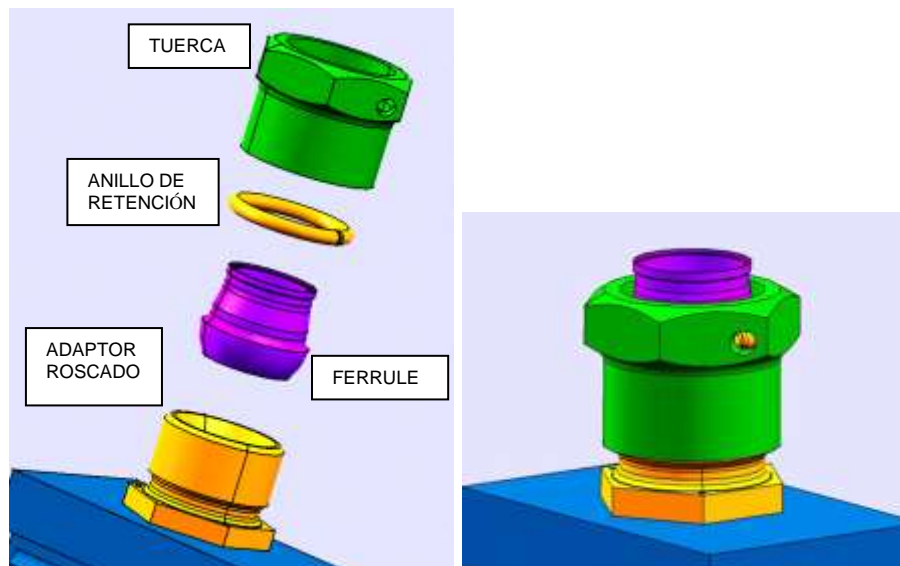


Figura 3.7 – Conexión o fitting roscado

¹³ ROLLS ROYCE plc, JDS606.01 Threaded unions. Adapdor, thrust wire nut and ferrule, The Technical Publications Department, s.f.

¹⁴ ROLLS ROYCE plc, JDS602.02 Flanged unions. Spigot / housing seal. Toroidal elastomeric ring, The Technical Publications Department, s.f.

En aquellos interfaces en los que un tubo se conecta con un accesorio el tipo de unión rígida preferida es la unión bridada (ver Figura 3.7). Siempre es necesario comprobar que los requerimientos de instalación están de acuerdo con lo definido en la correspondiente especificación técnica, teniendo en cuenta el acabado superficial en las caras de sellado metal contra metal. No se deben usar compuestos para el sellado metal contra metal de las uniones bridadas puesto que la relajación / degradación de estos compuestos pueden desembocar en inicio de fugas.

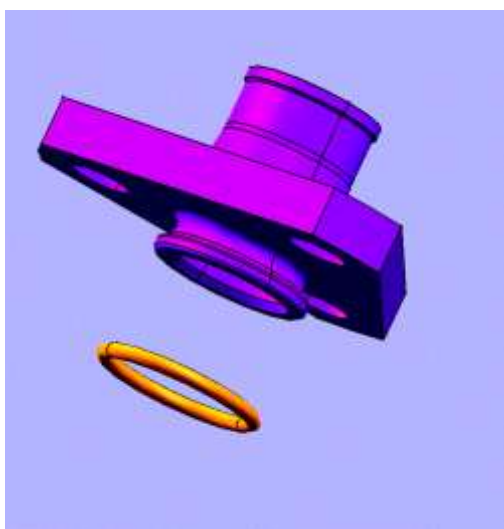


Figura 3.8 – Conexión o fitting bridado

En el caso de uniones bridadas, cuando sea necesario su uso en la conexión con un accesorio, es recomendable, siempre que se pueda, el uso de uniones con tres tornillos mejor que de dos tornillos, puesto que por ejemplo garantiza una mejor distribución de las cargas de los tornillos sobre la brida mejorando el comportamiento en cuanto al sellado. En cualquier caso es preferible, utilizar un conector estándar (EN, NAS...) disponible.

Los *fittings* para conexiones rígidas para tubo se pueden recoger en cuatro grupos, como son las uniones roscadas, las conexiones bridadas selladas con junta tórica, las conexiones bridadas selladas con sello metálico y “V” *clamps*.

3.4.2. Uniones roscadas (ferrule y tuerca)

Para tubos de diámetro pequeño (diámetro inferior a 20 mm), las conexiones con *ferrule* y tuerca son las preferidas por las siguientes razones:

- Son completamente auto-contenidas, es decir, no contienen piezas sueltas como sellos, juntas tóricas, tuercas, etc., que se puedan perder o montar incorrectamente.
- La zona sellante de esta conexión consiste en el final del *ferrule* situado en la zona del cuerpo del *adaptor* (ver figura 3.5). Este tipo de conexión permite un pequeño grado de desalineamiento sin generar fugas.
- En tubos pequeños, donde el número de tornillos que se pueden usar con uniones bridadas es limitado, las características de sellado son mejores por que

la carga aplicada por la tuerca es circular y uniforme y la intensidad de la carga en la superficie de sellado respecto de la línea de sellado es alta.

La carga de sellado crea un *tensile hoop stress* en el cuerpo del *adaptor* y un *compressive hoop stress* en el *ferrule* que, considerando que el *yield stress* de los materiales usados no es excedido, protegerá a la conexión de posibles movimientos producidos por las expansiones térmicas relativas. Por tanto, la temperatura máxima a la que este tipo de conexión se usa es importante.

- El factor de reusabilidad de la conexión en lo que al sellado se refiere es infinito comparado con el de las bridas selladas con juntas tóricas o metálicas cuyos sellos deben ser reemplazados cada vez que la conexión se rompe. La limitación de reusos queda restringida al número de reusos de las tuercas utilizadas. Las características del sellado metal contra metal pueden ser usadas para todo tipo de fluidos (combustible, aceite, aire o hidráulico) con temperaturas hasta 450 °C para material acero inoxidable y presiones hasta 27600 KPa (4000psi). Para Titanio la temperatura máxima de aplicación está limitada a 300 °C y para materiales como Nimonic o C263 a 450 °C.

- El tiempo de montaje y desmontaje es menor que el correspondiente a *fittings* bridados con varios tornillos.

El diseño estándar que cubre este tipo de conexiones están definidos en la SBAC y consiste en un *ferrule* soldado al tubo, en ocasiones un alambre de tracción que retiene la tuerca que contiene la parte roscada de la conexión y la tuerca¹⁵. Este conjunto se rosca en el adaptador roscado correspondiente.

Existen diferentes configuraciones dependiendo de la conexión metal-metal establecida para el sellado. Así pues cabe mencionar:

- Conexión esfera - cono (ver Figura 3.9) donde el *ferrule* tiene superficie esférica y el *adaptor* roscado tiene una superficie cónica. Esta es la configuración en la que el sellado sufre menos ante la falta de alineamiento entre el conector y el tubo.

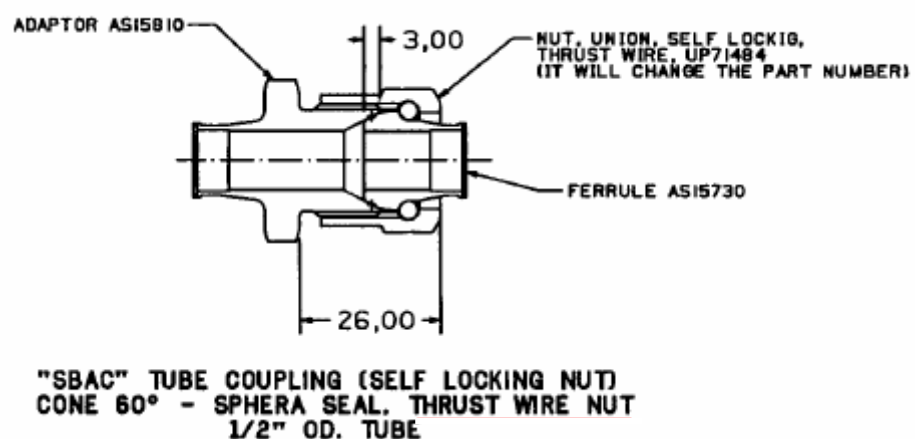


Figura 3.9 – Conexión SBAC con acoplamiento cono - esfera

¹⁵ ROLLS ROYCE plc, JDS615.02 Tapped boss for SBAC unions and plugs installation, The Technical Publications Department, s.f.

- Conexión cono - cono (ver Figura 3.10) donde tanto el *ferrule* como el *adaptor* roscado tienen superficies cónicas.

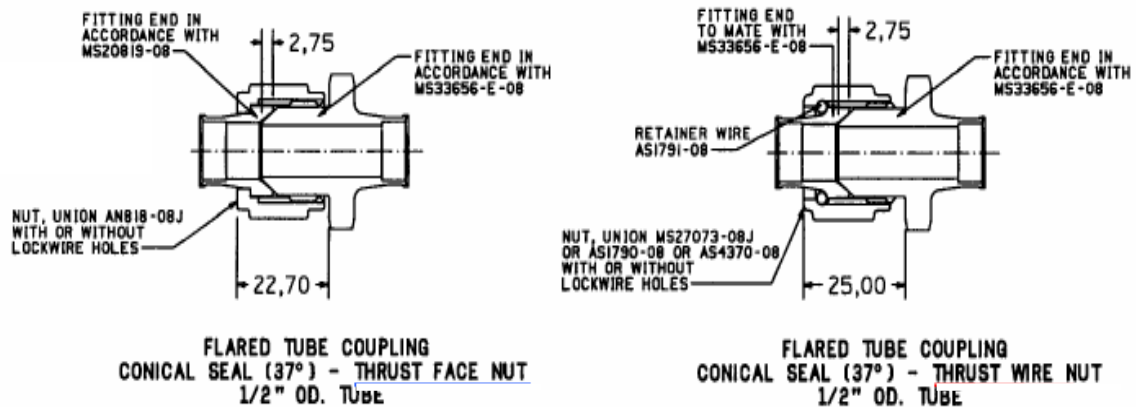


Figura 3.10 – Conexión SBAC con acoplamiento cono - cono

- Conexión esfera - cono (ver Figura 3.11) donde tanto el *ferrule* tiene superficie de contacto en forma de cono y el *adaptor* roscado tiene superficie esférica.

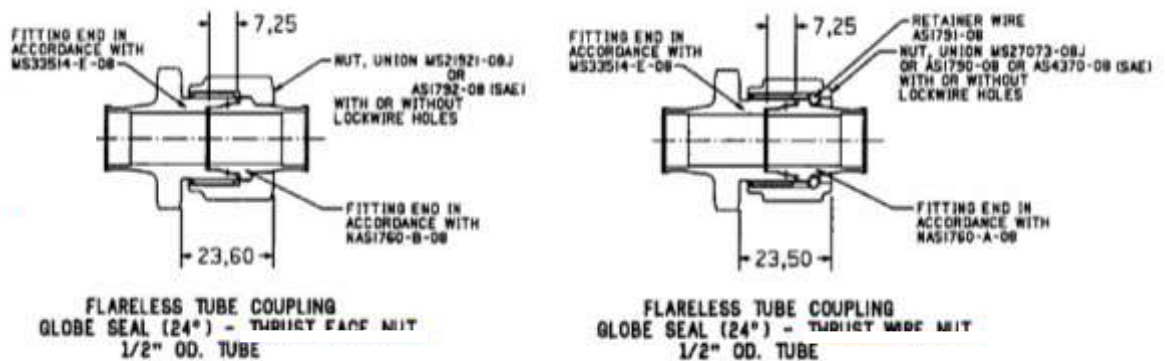


Figura 3.11 – Conexión SBAC con acoplamiento cono - esfera

Normalmente, este tipo de conexiones van frenadas con un alambre o mediante una tuerca auto-frenante para prevenir su aflojamiento por causa de las vibraciones del motor.

Las partes roscadas de las tuercas de las conexiones deberán estar plateadas para reducir el coeficiente de fricción entre la rosca de la tuerca y la rosca del adaptador, y de este modo evitar concentraciones de esfuerzo en zonas de los hilos de rosca que puedan desembocar en pequeñas roturas o grietas. Cuando se usen uniones roscadas en la conexión con otro tubo o cuando se use una pieza en "T", es necesario incorporar superficies planas que permitan usar llaves para contrarrestar el contra torque que se produce durante la aplicación del par de apriete y asegurarse de que todas las conexiones roscadas incorporadas están acopladas con un par de apriete adecuado.

3.4.3. Conexiones bridadas selladas con junta tórica

En algunas circunstancias puede ser preferible el uso de conexiones bridadas. Como se ha explicado con anterioridad, para tubos de diámetros superiores a 25 mm (OD 1.00") donde el uso de *ferrule* y tuerca requiere el uso de grandes llaves para aplicar el correspondiente par de apriete¹⁶. Este tipo de conexiones se pueden presentar en configuraciones diversas¹⁷, como son en tipo *adaptor - housing* (ver Figura 3.12), *adaptor - adaptor* (ver Figura 3.13), *adaptor - conector en codo* (ver Figura 3.14).

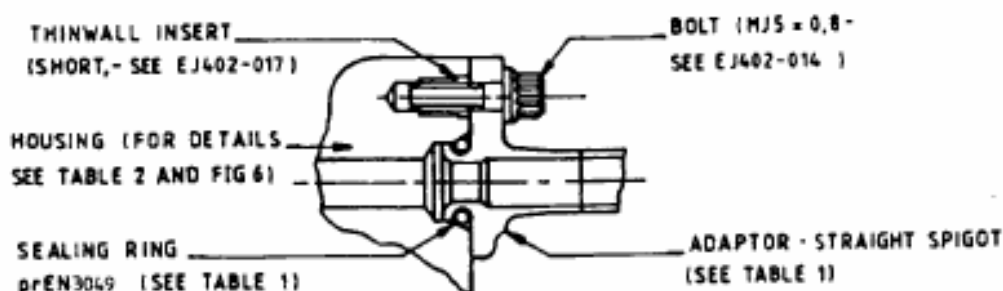


Figura 3.12 – Conexión bridada tipo *adaptor - housing*

Este tipo de conexión tiene una temperatura máxima de trabajo de 200 °C la cual está definida por la máxima temperatura de trabajo de la junta tórica (EN2798 Grade 80 o DTD5613 Grade 80 ambos similares al AMS7276)¹⁸.

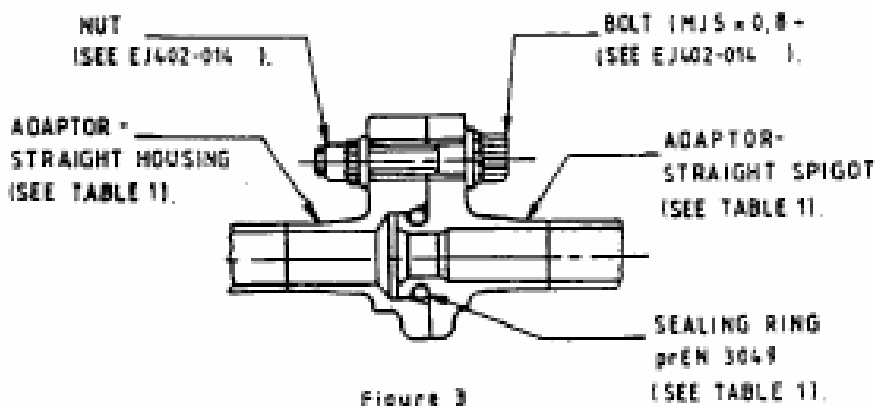


Figura 3.13 – Conexión bridada tipo *adaptor – adaptor*

¹⁶ ROLLS ROYCE plc, JDS4023.01 Tube fitting attachment, The Technical Publications Department, s.f.

¹⁷ ROLLS ROYCE plc, JDS632.01 Flanged unions. Spigot / housing seal. Toroidal elastomeric ring, The Technical Publications Department, s.f.

¹⁸ ROLLS ROYCE plc, JDS634.01 Face seal ring sealing toroidal elastomeric, The Technical Publications Department, s.f.

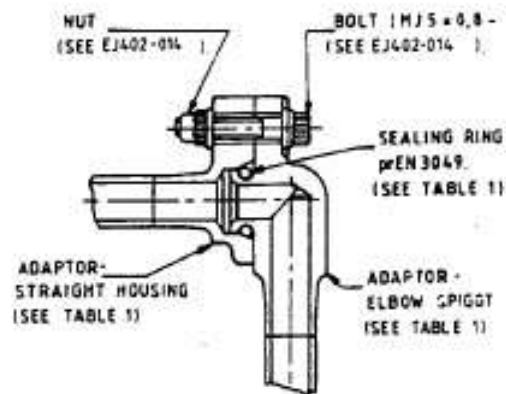


Figura 3.14 – Conexión bridada tipo *adaptor*- codo

Adicionalmente existen otro tipos de uniones llamadas *face seal* (ver Figura 3.15), pero este tipo de uniones sin *spigot* no son recomendables puesto que son más susceptibles a la pérdida del anillo de sellado durante las operaciones de ensamblaje, reparaciones y mantenimiento. Este tipo de sellado se utiliza en el caso de conexiones a unidades.

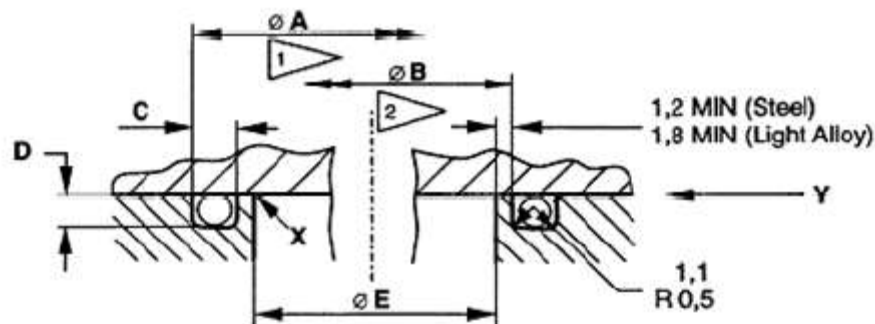


Figura 3.15 – Conexión *face seal*

3.4.4 Conexiones bridadas con sello metálico

Esta configuración se emplea en aplicaciones donde la temperatura de trabajo es relativamente alta, por encima de los 200 °C, y donde las presiones internas son relativamente pequeñas. Por tanto, su uso queda casi restringido a los sistemas de aire, donde las temperaturas son comparativamente altas y las presiones de trabajo son bastantes más reducidas en comparación con el del resto de sistemas.

Existen dos tipos de sellados metálicos, los denominados tipo *gasket*¹⁹ (ver Figura 3.16) y los tipo *corrugjoint*²⁰ (ver Figura 3.17).

¹⁹ ROLLS ROYCE plc, JDS616.01 Flanged unions. Metallic gasket, The Technical Publications Department, s.f.

²⁰ ROLLS ROYCE plc, JDS682.01 Flanged unions. Corrugjoint metallic seal gasket, The Technical Publications Department, s.f.

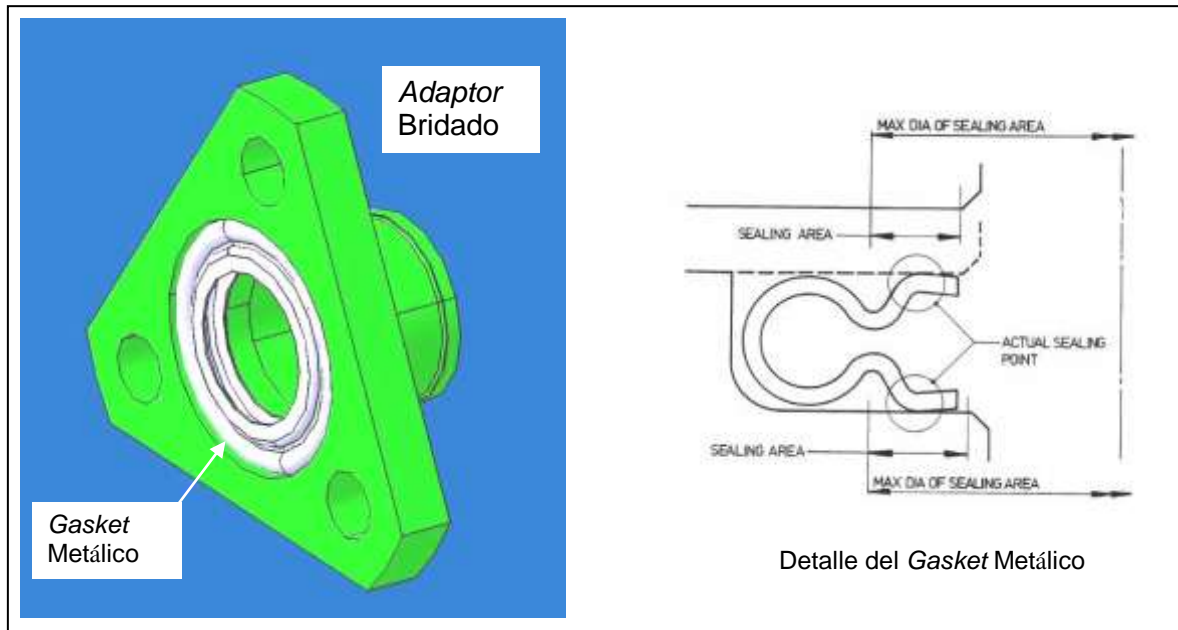


Figura 3.16 – Adaptor bridado con gasket metálico

Para temperaturas superiores a 300 °C es recomendable utilizar juntas no plateadas, sobre todo en contacto con titanio.

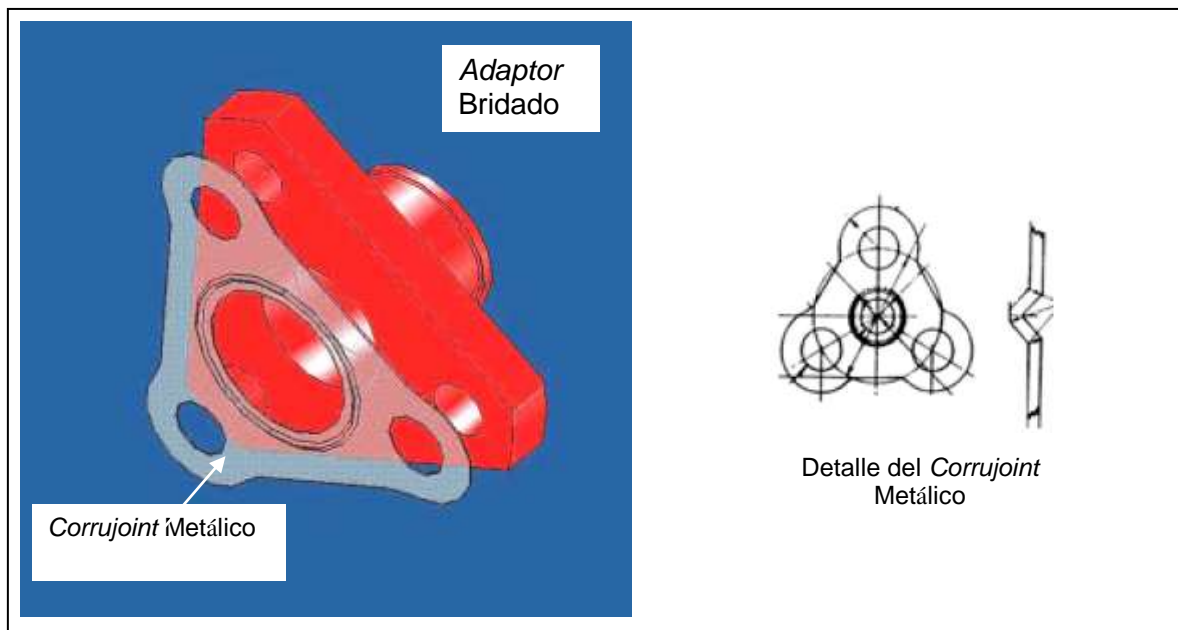


Figura 3.17 - Adaptor bridado con corrujoint metálico

3.4.5. "V" clamps

Este tipo de conexión se instruye donde se conoce anticipadamente la necesidad de desconexión con regularidad como por ejemplo, en las líneas de aire entre el avión y el motor²¹. Su principal atractivo es la rapidez con la que se pueden ensamblar y

²¹ ROLLS ROYCE plc, JDS875.02/03/04 "V clamps" flanged unions, The Technical Publications Department, s.f.

desensamblar dado que solo se requiere de un tornillo para su cierre y su apertura (ver Figura 3.18).

Este tipo de conexión es implementado solamente para tuberías de gran diámetro, donde tiene considerables ventajas frente a los conectores bridados, ya que por término general necesitan más tornillos a mayor sea el diámetro de la línea. Estas conexiones tienen el inconveniente de que son poco tolerantes al des-alineamiento en la conexión, puesto que la *V-Clamp* es muy susceptible a fallo por precarga. Por esto, son especialmente recomendables su utilización en conexiones con mangueras flexibles²².

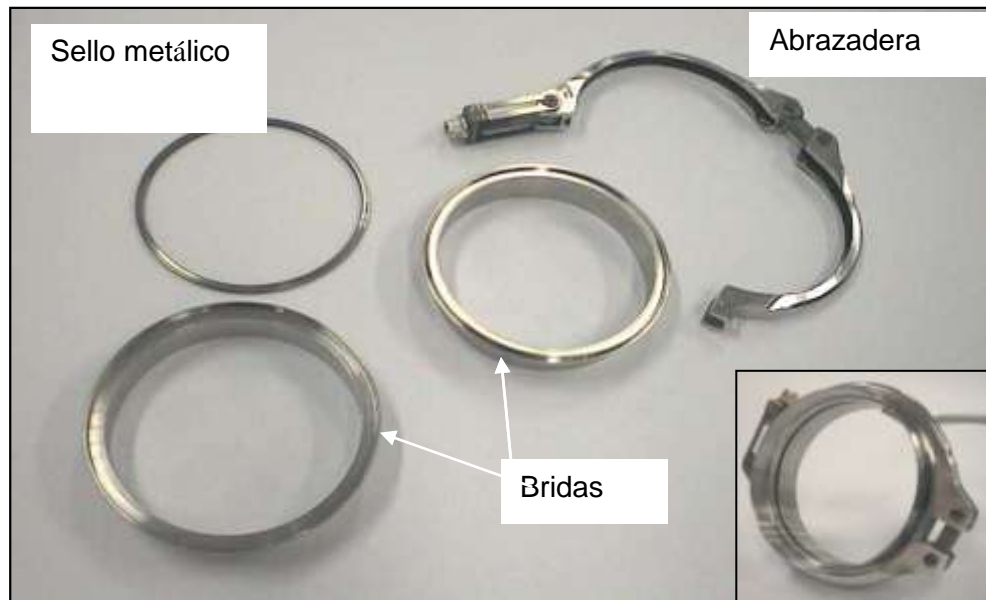


Figura 3.18 – Componentes de una conexión *V-clamp*

3.5 Diseño de restrictores

Los sistemas fluidos, y en concreto el sistema de aceite, utilizan restrictores para la calibración del caudal de aceite que se transmite a las cámaras de los cojinetes del motor. Los restrictores también tienen su aplicación en las líneas de venteo para la calibración del caudal de aire / aceite que recibe el *deoil*er o *breather* (separador de aire y aceite).

Si bien se pueden emplear restrictores definidos en catálogos de diferentes suministradores, la práctica habitual consiste en utilizar adaptadores (ver Figura 3.19), incorporando internamente la restricción, para motores durante sus fases de desarrollo y pruebas en banco y vuelo, para con posterioridad, una vez evaluada y calibrada las restricciones necesarias, estas líneas son rediseñadas eliminando estos adaptadores y en su lugar se introducen *ferrules*, incorporando internamente la restricción (ver Figura 3.20), para motores ya en fase de producción.

La razón fundamental de lo primero, utilizar adaptadores, se basa en la necesidad de tener capacidad, durante la fase de desarrollo, para modificar el grado de la restricción en función de los resultados de los ensayos en banco y vuelo.

²² SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1895 Coupling Assembly, V-Retainer, High Pressure High Temperature, Pneumatic Tube, s.f.

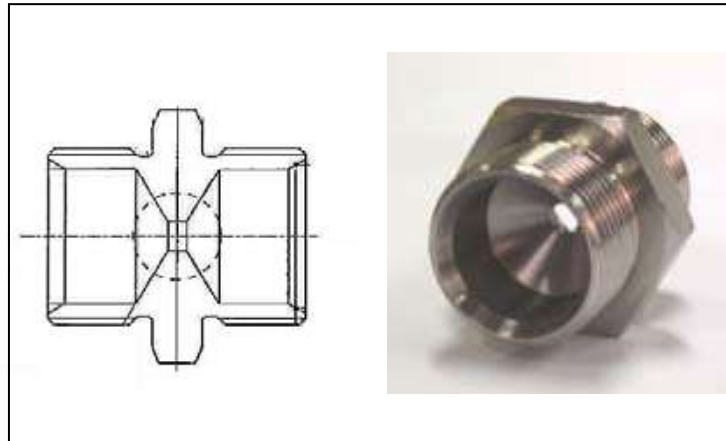


Figura 3.19 – Adaptor con características restrictotas incorporadas

Por tanto, se requiere que la pieza que incorpora el restrictor sea intercambiable fácilmente, y de ahí, el uso de doble adaptadores (*double ended unions*).

La definición del diámetro de la restricción y la ubicación de dicho restrictor en el esquemático correspondiente es responsabilidad del especialista en sistemas. Y su aceptación se produce a través de la aceptación del esquemático.

A continuación se detallan las reglas de diseño generales para este tipo de componentes:

- Para asegurar un correcto diseño de un restrictor es necesario proveer una relación entre la longitud del orificio y su diámetro de un mínimo de 2.
- Para una relación entre longitud y diámetro suficiente, el coeficiente C_d (coeficiente de descarga o relación entre el área de paso real y área de paso efectiva) del orificio se hace mucho menos sensible a cualquier variación en longitud. La pérdida de carga a través del orificio, la cual es función de coeficiente C_d al cuadrado, es por tanto también menos sensible a las variaciones geométricas. Pero el valor de coeficiente C_d seguiría siendo aún muy sensible a las variaciones en diámetro, y por tanto es importante tener una tolerancia estrecha para el diámetro del orificio. Se recomienda, por tanto, que dicho orificio tenga una tolerancia H12 o mejor²³.

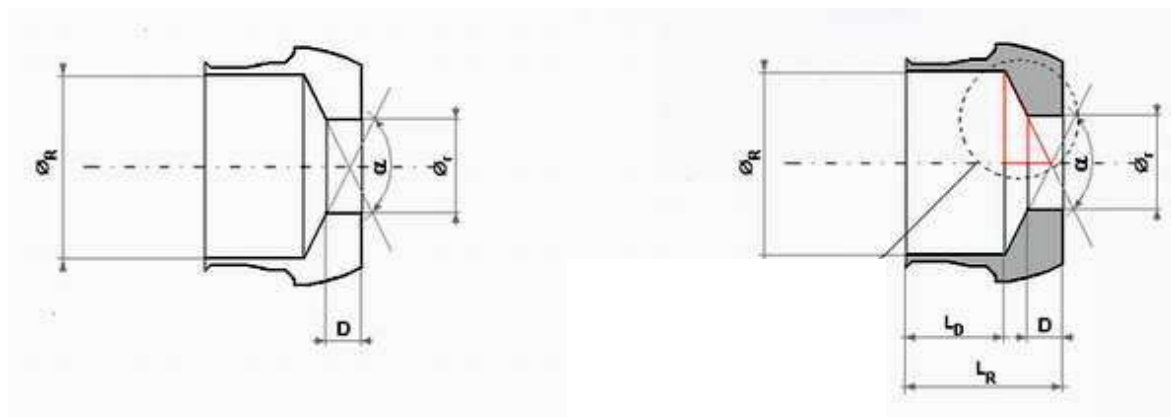


Figura 3.20 – Diseño interno de un restrictor

²³ ROLLS ROYCE plc, JDS685.02 Restrictors. Double ended, The Technical Publications Department, s.f.

- Otro factor muy importante en el diseño de restrictores es el propio acabado en el agujero. Esto exige un control de la calidad del mecanizado en la zona del orificio evitando cualquier rebaba y teniendo un acabado superficial menor de 0.8 micras.

Cuando se realice un rediseño de tubos, una actividad de reducción de peso o una integración del restrictor (por ejemplo, cuando se pasa de la fase de desarrollo a producción), el restrictor en cuestión no debería de ser reubicado sin un previo análisis de impacto por parte del responsable del sistema.

3.6 Bonding eléctrico (puesta a potencial) de tubos

Los tubos tienen dos requerimientos básicos de puesta a tierra, según la naturaleza del fenómeno natural con el que hay que negociar y minimizar sus efectos, para conseguir una operación segura:

- Bonding tipo “L” (*Lightning*). Su intención es asegurar que el paso de corriente en caso de impacto de un rayo es adecuado. Este requerimiento sólo aplica a los tubos que están conectados directamente con el avión o la góndola.
- Bonding tipo “S” (*Static charge*). Para prevenir la generación de electricidad estática que pueda desembocar en descargas, puede ser necesario incluir provisiones sobre el tubo para conectar cables de puesta a tierra. De este modo, todas sus superficies se mantienen al mismo potencial eléctrico. Esto se consigue poniendo las superficies en íntimo contacto o mediante *bonding leads*. La carga electrostática de los tubos es generada por fenómenos tribo-eléctricos entre el metal del tubo y el fluido interno.

Los requisitos de resistencia eléctrica máxima para estos dos casos son de 5 mΩ para la clase “L” y de 100 mΩ para la clase “S”²⁴. Aunque cada compañía tiene normas específicas²⁵ para la puesta a tierra de sistemas en sus motores, los valores reflejados están derivados de estos mostrados en las normas internacionales.

Para la puesta a tierra de un tubo clasificado como S, la práctica más habitual es la de conseguir la resistencia de contacto mínima a través de los *fittings*. Este es el sistema más seguro, puesto que no se necesitan piezas accesorias adicionales para conseguir el objetivo.

Si no hay continuidad a través de los *fittings*, por término general se utilizan latiguillos de puesta a tierra o *bonding leads*:

- En tubos de menos de 300 mm de longitud sólo se requiere *bonding* en un extremo.
- En tubos de más de 1070 mm de longitud y diámetro pequeño, además, suele requerir un *bonding* intermedio.

Estas *bonding leads* o latiguillos de contacto eléctrico, se conectan al tubo a través de *fittings* especiales para la conexión eléctrica (ver Figura 3.21).

Los valores de resistencia eléctrica que vamos a encontrar dependen de varios factores: longitud, diámetro y espesor del tubo, tipo de *fittings*, etc. Es probable que en

²⁴ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE ARP 1870 - Aerospace Systems Electrical Bonding, s.f.

²⁵ ROLLS ROYCE plc, JDS1301.01/02 Electrical bonding, The Technical Publications Department, s.f.

algunos casos las condiciones generales dadas más arriba no se cumplan o se cumplan de sobra. Por tanto, para minimizar costes y evitar el uso de *bondings* innecesarios cada caso debe ser estudiado por la autoridad eléctrica para asegurar el cumplimiento de los requisitos.

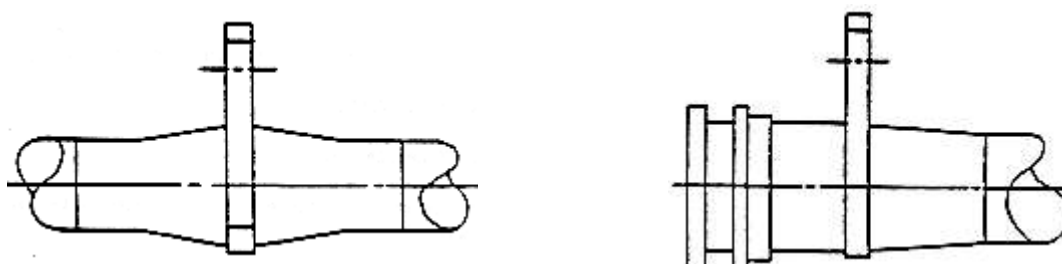


Figura 3.21 – *Fitting* con conexiones de puesta a tierra

Este tipo de solución, con conexiones eléctricas dedicadas soldados solidariamente al tubo, es la empleada para los tubos clasificados como “L”, pero donde antes se instalaban latiguillos de puesta a tierra ahora se instalarían *bonding straps*, donde el material conductor tiene una sección superior y rectangular para facilitar el paso de altas corrientes a alto potencial eléctrico.

3.7 Fabricación de tuberías

En su mayoría, por no decir en su totalidad, los tubos para aplicaciones en aeromotores (no así para aplicaciones aeronáuticas), se producen como conjuntos soldados²⁶.

En general, el proceso de fabricación de tubos consta de alto número de operaciones (ver Figura 3.22) para la ejecución del producto final.

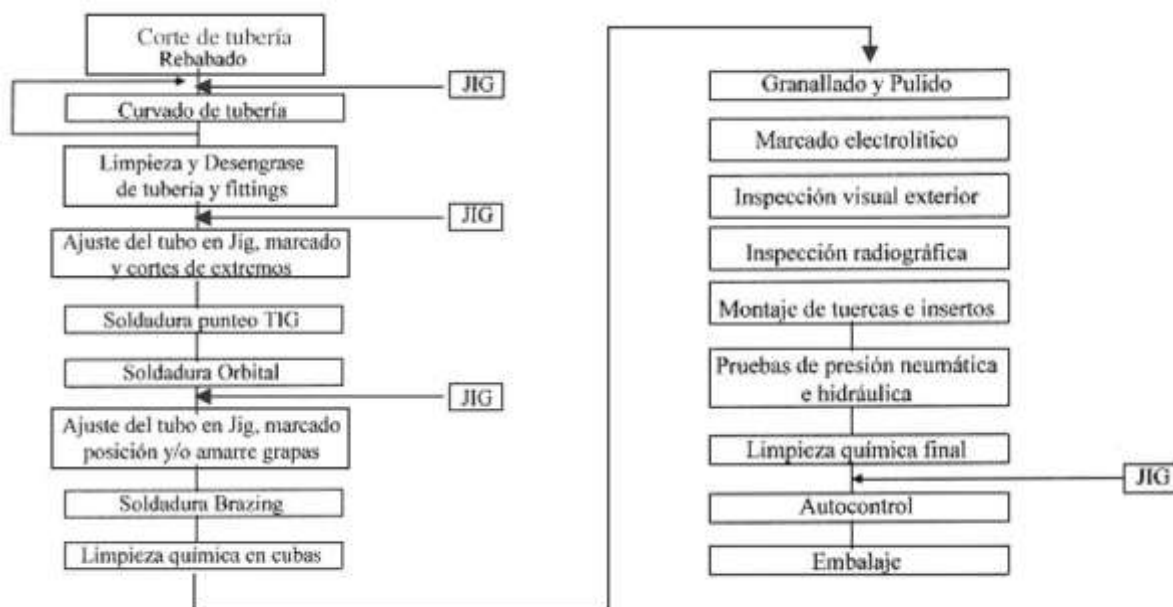


Figura 3.22 – Operaciones de fabricación para tuberías

²⁶ ROLLS ROYCE plc, JES285 Generic specification for the manufacture of CAD model tubes and tube assemblies, The Technical Publications Department, s.f.

3.7.1 Corte de tubería

El corte de la tubería se realiza ante la necesidad de producir un tubo de longitud predeterminada durante el proceso de diseño. El proceso de mecanizado utilizado normalmente para esta tarea es el serrado. Especial consideración, relacionadas con la velocidad de corte y el útil a utilizar, deben tenerse para tubos de titanio debida a la temperatura de trabajo de este material, inferior al del acero. Con posterioridad se realiza el proceso de desbarbado para eliminar cualquier rebaba y conseguir un acabado superficial adecuado para las tareas posteriores.

Para facilitar el uso del equipo de soldadura y asegurar la preparación satisfactoria para la soldadura por arco en atmósfera de argón, la mínima distancia recta en el extremo de un tubo después de un codo es de 13,0 mm para tubos de 6,0 mm a 20,0 mm y de 19,0 mm para tubos de 22,0 mm a 32,0 mm. Así mismo, es necesario que toda conexión incorpore una distancia de 12,0 mm libre de obstáculos por el lado de la soldadura.

De este modo, además de permitir la soldadura, se estandariza los extremos de las conexiones lo que permite a la vez estandarizar el utillaje de mecanizado.

3.7.2 Curvado de tubería

El doblado de los tubos tiene lugar en la zona de deformación plástica del material, la cual está situada entre el *yield point* (punto de máximo esfuerzo que puede soportar el material sin deformación permanente) y el *ultimate point* (punto de máximo esfuerzo que puede soportar el material sin romper aunque se produzca deformación permanente). La región elástica de la curva esfuerzo/deformación produce una retención de fuerzas durante el doblado que causa que una vez soltamos el tubo este recupere parcialmente su forma original (conocido como el fenómeno *spring-back*). Es decir, cuando la máquina curvadora aplica una fuerza para conformar el tubo, parte de esta fuerza se utiliza en vencer el esfuerzo necesario para alcanzar el *yield point* y una vez que se deja de aplicar dicha fuerza esta parte provoca la recuperación parcial de la forma original del tubo.

En el acero esta recuperación es de alrededor de un 5% (para un codo de 90° el *spring-back* es de entre 4° y 5°, es decir, el tubo será doblado en la curvadora – doblado efectivo -unos 95° para que una vez suelto el codo tenga 90°).

El *spring-back* puede suponer limitaciones adicionales que el diseñador debe tener en cuenta:

- Los codos deben tener un ángulo mayor de 5° (el *spring-back* hace que los ángulos pequeños sean muy difíciles de conseguir y/o controlar).
- En algunas máquinas de conformado no se pueden conseguir codos de 180° ya que supone un doblado efectivo de 190°.

Para cada material el *spring-back* tiene un valor distinto ya que la curva esfuerzo/deformación es distinta, por tanto se hace necesario consultar a los departamentos de materiales y fabricación en cada caso para conocer las limitaciones específicas (para titanio ver sección 3.8).

Independientemente del *spring-back*, ningún codo puede ser mayor de 180° ya que durante el conformado el tubo se arrolla sobre una mordaza circular, si el codo fuera mayor de 180° no podría desprenderse de la mordaza (para evitar daños en el tubo durante el conformado no se recomiendan codos de más de 175°). En la Figura 3.23 se muestra esquemáticamente el utillaje básico del doblado (cabezal y mordazas).

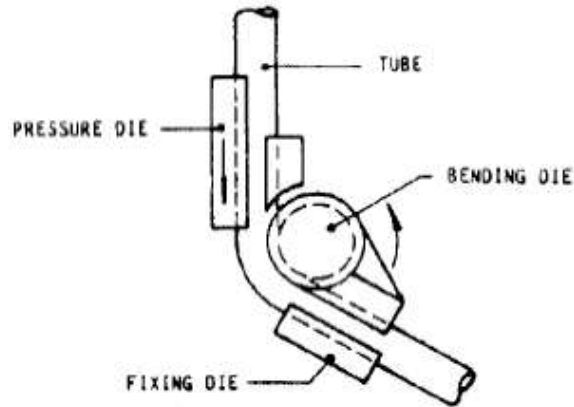


Figura 3.23 – Esquema de utillaje de doblado

Para evitar que durante la operación de curvado de un tubo se produzca una secuencia interrumpida, todos los codos de un tubo en la configuración dada deben de ser del mismo radio. Es decir, es necesario asegurarse de que el tubo puede ser fabricado al mínimo coste recordando que cada codo incrementa los costes de fabricación. Si el radio de curvado fuera distinto del estándar, entonces ese mismo radio tiene que ser aplicado a lo largo de todo el trazado del tubo.

El radio con el que un tubo es conformado es función del material de ese tubo, sin embargo para estandarizar el utillaje y minimizar los costes los radios de curvado están estandarizados (ver en la Figura 3.24 el cabezal de la curvadora). En términos generales los radios de curvatura distintos de los estandarizados no están permitidos, sin la aprobación especial de la autoridad de diseño y fabricación que corresponda en cada caso, debido al incremento de coste y problemas de disponibilidad y fabricabilidad que se pueden encontrar.



Figura 3.24 - Cabezal de la curvadora

La distancia entre dos codos consecutivos en un tubo de una configuración dada será la suficiente para permitir el trabajo del mandril o mordaza de curvado (ver Figura 3.25). Esto requiere una longitud recta mínima para permitir el trabajo de las mordazas de la curvadora. Estas limitaciones son consecuencia de la capacidad de la mesa curvadora (ver Figura 3.26) y del utillaje disponible.



Figura 3.25 – Mordaza de curvado

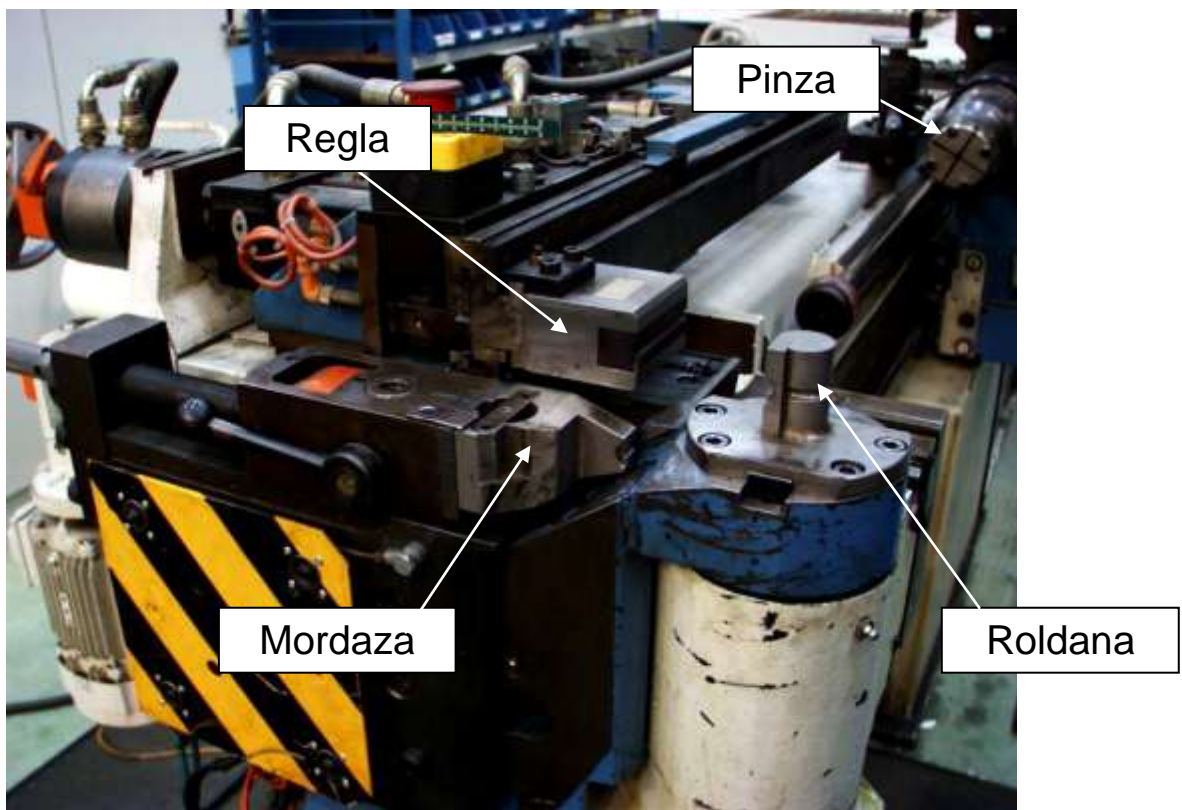


Figura 3.26 – Mesa curvadora

Para comprobar la fabricabilidad del tubo existen herramientas de diseño asistido por computador que permiten predecir esto con un alto grado de certeza. Cuando se comprueba la fabricabilidad de un tubo hay que tener en cuenta la longitud adicional necesaria que el tubo tiene que tener antes del primer codo.

Esta longitud adicional tiene dos objetivos:

- Conseguir el espacio adecuado para que la mordaza de la curvadora agarre el tubo adecuadamente.
- Permitir un rectificado posterior que facilite la soldadura (preparación de finales de tubo para soldadura de los *fittings*).

Para el primer punto es necesario un espacio igual a la longitud de la mordaza y para el segundo punto son necesarios 10 mm adicionales.

El proceso de doblado consta de los siguientes puntos:

- Seleccionar el equipo, herramientas y matrices apropiadas para cada material, radio de doblado y calibre de tubo a doblar.
- Cuando se trabaje con tubos de Titanio y siempre que se considere necesario sobre tubos de aluminio o acero inoxidable, deberán lubricarse los tubos o matrices con un lubricante de cloruros, con objeto de reducir los defectos producidos por las elevadas fricciones generadas durante la operación de doblado.
- Doblar los tubos siguiendo en todos los casos las instrucciones del fabricante del equipo seleccionado. La velocidad de doblado recomendada para tubos de aluminio y acero inoxidable será de 12 °/seg o mayor, mientras que para tubos de titanio deberá mantenerse entre 2 y 6 °/seg., dependiendo del calibre del tubo (menor velocidad para calibres de tubo mayores).
- Tanto los sistemas convencionales como los sistemas automáticos utilizan equipos de doblado compuestos básicamente por una matriz de doblado que genera el radio deseado, una matriz de sujeción del tubo que gira conjuntamente con la anterior y una matriz de presión que mantiene sujeta la parte recta del tubo, según se muestra en la Figura 3.23. Cuando sea necesario, puede utilizarse un mandril interior en los tramos rectos e inicio de la curva, para evitar la rotura o excesiva deformación de las paredes del tubo.

3.7.3 Limpieza y desengrase de tubería y *fittings*.

Para que con posterioridad se puedan realizar las necesarias operaciones de soldaduras entre la tubería o tuberías y las conexiones asociadas, se hace necesario un proceso de limpieza y desengrase a través de un baño alcalino o una limpieza por ultrasonido.

Es bastante usual el uso de una línea de limpieza automatizada (ver Figura 3.27), donde los distintos pasos de este proceso están dispuestos de manera automática, evitando así la interacción humana y por tanto minimizar los riesgos de contaminación.

Estos sistemas constan de:

- Desengrase alcalino.
- Enjuague en agua industrial.
- Secado en horno.



Figura 3.27 – Línea de limpieza automatizada

3.7.4 Ajuste del tubo en *jig* y cortes de extremos

Para series de producción grandes se emplean *jigs* fijos o rígidos (ver Figura 3.28), donde las tolerancias de ensamblaje son más estrictas.

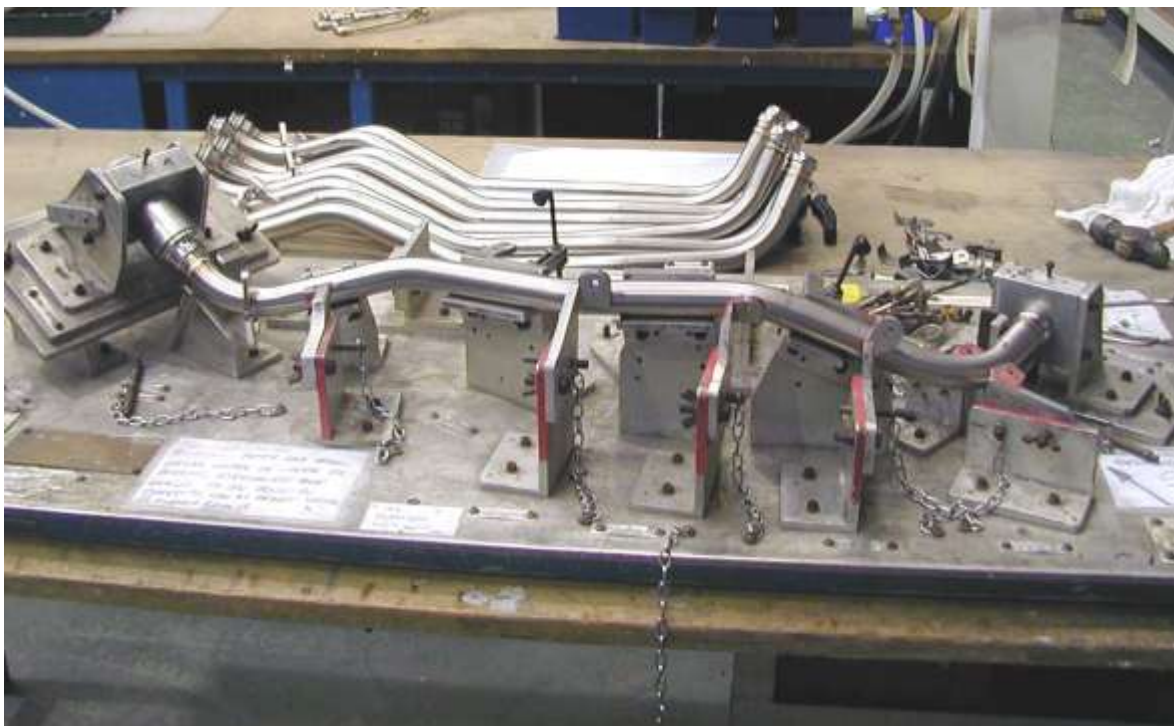


Figura 3.28 – *Jig* de producción rígido

3. Diseño y criterios de fabricación para tuberías

Para series cortas y producciones de desarrollo, se emplean *jigs* modulares (ver Figura 3.29), donde las tolerancias de ensamblaje son más relajadas y se requiere un coste, a medio plazo, reducido.



Figura 3.29 – *Jig* de producción modular



Figura 3.30 - Corte del extremo del tubo

En esta fase de fabricación también se realiza el corte de los extremos (ver Figura 3.30) y su preparación para la soldaduras que se realizarán con posterioridad.

3.7.5 Punteo TIG

La práctica de soldar los *fittings* al tubo de pared fina mediante la soldadora orbital automática incluyendo el material de aportación en el labio de soldadura en el extremo del *fittings* es un proceso muy controlado y probado. Además, dada su automatización se reduce la dispersión de los niveles de calidad asegurando un desecho mínimo y una integridad del tubo adecuada.

Antes de proceder con la soldadura orbital, se procede a la soldadura por punteo TIG manual sobre el *jig* (ver Figura 3.31). Esto asegura que el posicionamiento del *fitting* y sus tolerancias son adecuados antes de proceder con la soldadura final.

La soldadura orbital La tecnología a de la soldadura orbital será expuesta con detalle en la sección 4.3.3.1.



Figura 3.31 – Tubería con *fitting* soldado con punteo TIG

3.7.6. Soldadura orbital

Es necesario asegurarse, en la mayor medida posible, que el diseño del tubo sea compatible con la soldadora orbital de modo que todas las soldaduras sean automáticas y por tanto con las dimensiones especificadas a tal efecto en la sección 3.7.1.

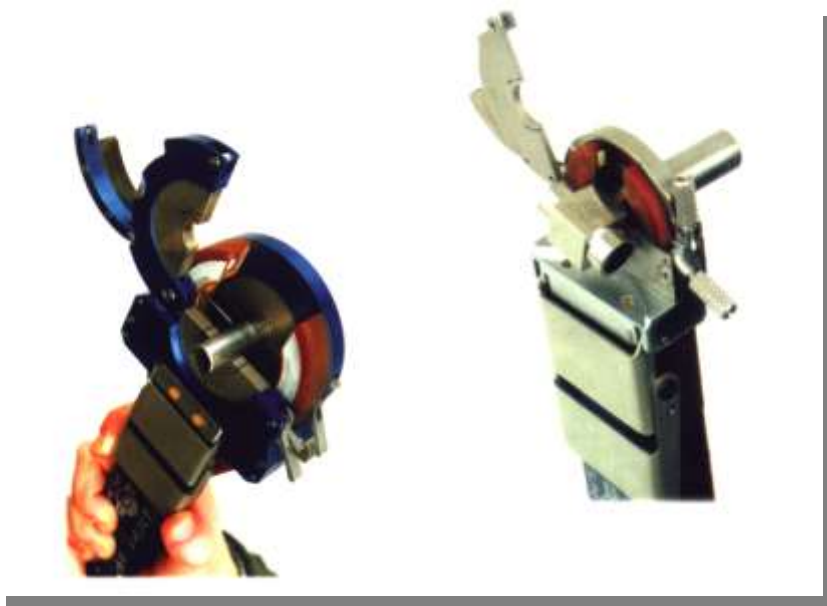


Figura 3.32 – Útil de soldadura orbital

Estas dimensiones son para facilitar el acceso a la tubería y la correcta alineación del útil de soldadura (ver Figura 3.32). Este tipo de soldadura se caracteriza por producirse bajo una atmósfera de gas inerte controlada (ver Figura 3.33).

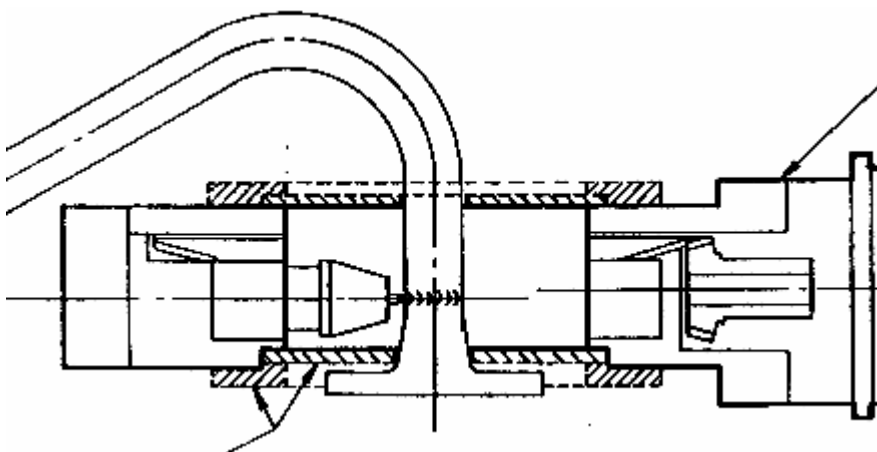


Figura 3.33 – Soldadura bajo atmósfera controlada

Las inspecciones que se realizan a las piezas, en las que su fallo implicaría una pérdida de integridad de la aeronave constan de la inspección básica además de una inspección radiográfica y otra por líquidos penetrantes ó por partículas magnéticas para confirmar una configuración libre de grietas o inicio de grieta. Estas inspecciones se llevan a cabo en la tubería en su totalidad.

Para aquellas piezas en las que un fallo provoca un funcionamiento de emergencia de la aeronave, sin que por ello haya perdido ninguna integridad, las inspecciones a realizar son la inspección básica además de una inspección radiográfica y otra por líquidos penetrantes ó por partículas magnéticas. La inspección básica se lleva a cabo en toda la tubería y el resto de TND en las uniones soldadas.

Para el resto de las tuberías se lleva a cabo una inspección básica en la tubería en su totalidad.

Así pues, el contenido de la inspección básica²⁷ consta de los siguientes apartados o pruebas:

- Verificación periódica de la correcta aplicación en producción de las técnicas de soldadura mediante inspección de probetas.
- Verificación visual detallada.
- Pruebas de presión.

3.7.7. Soldadura fuerte o *brazing*

El método de sujeción de *lugs* y *half sleeves* (estos últimos si van soldados) a tuberías aeronáuticas será mediante *brazing*. Las temperaturas que se alcanzan varían entre los 610 °C y los 830 °C.

El *brazing* también llamado soldadura fuerte básicamente consiste en aplicar un material de aporte, el cual se calienta hasta su fusión (siempre por debajo de la temperatura de fusión de los metales a unir) realizando la unión de las superficies de los metales mediante efecto capilar por atracción atómica y mediante difusión. En el proceso de soldadura también se emplea un fundente cuya misión es la de evitar que se formen óxidos durante la fusión.

El *brazing* está totalmente desaconsejado en las tuberías fabricadas en titanio debido a su susceptibilidad a *stress corrosion* al ponerse en contacto con ciertos metales y al alcanzar temperaturas elevadas. Tampoco se debe utilizar en sistemas de combustible pues, por seguridad, debe evitarse en todo momento un posible fallo en las líneas de combustible ocasionado por la soldadura. En estos casos se utilizarán *integral lugs* o lenguetas integradas en un conector en lugar de *lugs*.

Es necesario dejar un tramo recto libre mínimo a cada lado del *lug* o *half sleeve* para permitir una adecuada operación de soldeo fuerte. Idealmente sería recomendable dejar al menos 5 mm. Un desarrollo más amplio, con las ventajas en inconvenientes de esta técnica de soldeo, se muestra en el apartado 4.3.3.2.

3.7.8 Granallado y pulido

El granallado es un proceso de acabado superficial mediante el cual se elimina el óxido generado durante la soldadura fuerte, mediante la proyección de partículas de vidrio en seco.

El pulido se hace necesario para conseguir un adecuado acabado superficial mediante discos blandos o duros, para poder eliminar cualquier marca o raya que se haya producido durante cualquier proceso anterior así como eliminar el exceso de material de aporte durante la soldadura fuerte.

Estos procesos son desaconsejables cuando la tubería es de titanio, puesto que pueden provocar un sobrecalentamiento del mismo, con la consiguiente pérdida de propiedades mecánicas y de vida a fatiga. Si fuera necesario eliminar cualquier marca, es aceptable proceder con un pulido manual.

²⁷ ROLLS ROYCE plc, JES210 Manufacture and inspection requirements for rigid tube assemblies, The Technical Publications Department, s.f.

3.7.9 Marcado

Todos los marcados que se requieran sobre un tubo para cumplir con los requerimientos concretos de cada proyecto, deben seguir, en cuanto a su tipología y características, la especificación técnica de cada motor. Algunos de los objetivos de identificación que se persiguen con el marcado se enumeran a continuación²⁸:

- Part numbers, o Part number alternativo.
- Números de serie o lote.
- Marcas de inspección.
- Marcas de concesiones, etc.

Para la localización del marcado es una buena práctica evitar superficies tratadas, zonas de concentración de esfuerzos, superficies de contacto, superficies plateadas o químicamente tratadas. Además de que por norma general se debe intentar localizar de tal manera que el marcado de la pieza sea visible una vez que el tubo esté montado en el motor.

Existen diferentes tipos de marcado²⁹, dependiendo de los requerimientos particulares de cada proyecto, estos son:

- El marcado permanente: El cual asegura que el marcado perdure durante la vida normal en servicio del conjunto. Este tipo se instruye en el plano de detalle del tubo.
- El marcado temporal: El cual asegura el marcado durante el manejo antes del ensamblaje únicamente. No es por término general obligatorio su inclusión en el plano de detalle aunque es conveniente instruirla para evitar la aplicación de métodos no adecuados por parte del fabricante o el equipo de ensamblaje.

Para las tuberías que el presente Proyecto fin de carrera tiene por objeto están prohibidos los métodos de marcado como el *electric arc scribe*, ya que utiliza un arco eléctrico para mecanizar la pared del tubo y el *acid etch*, ya que el marcado se produce por una reacción química que puede generar corrosión. Fenómenos ambos que pueden afectar a la vida de la tubería.

En tubos, el marcado permanente más empleado y recomendado es el electrolítico. Los caracteres se graban por disolución electroquímica del metal del tubo mediante una plantilla.

3.7.10 Inspección visual

Se inspeccionan las soldaduras y las superficies exterior e interior del tubo. La inspección visual interior se realiza mediante endoscopios rígidos o flexibles.

3.7.11 Inspección radiográfica

La inspección radiográfica tiene por objeto el identificar grietas y fallos en las soldaduras. El método operativo consta de las siguientes fases:

- Posicionado de la tubería o grupo de tuberías (ver Figura 3.34).
- Exposición.

²⁸ ROLLS ROYCE plc, JDS 1001.01 Identification markings/Tube identification, The Technical Publications Department, s.f.

²⁹ ROLLS ROYCE plc, JES131 Identification marking methods, The Technical Publications Department, s.f.

- Revelado (Densitómetro), (ver Figura 3.35).
- Inspección (Negatoscópico).
- Aceptación o rechazo.

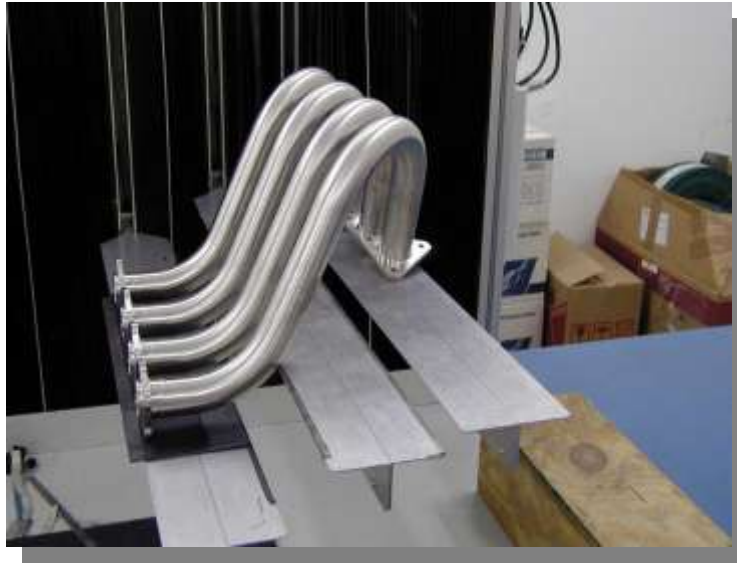


Figura 3.34 – Posicionamiento de tuberías



Figura 3.35 - Radiografía

3.7.12 Pruebas de presión

Las pruebas de presión dado que son unos requerimientos explícitos de las autoridades de aeronavegabilidad, serán explicadas con detalle en el capítulo 6.

3.7.13 Limpieza química

Una vez terminado el proceso de fabricación e inspección, los tubos deben limpiarse con disolventes estabilizados en fase vapor para la eliminación completa de grasas y aceites.

3.7.14 Autocontrol

Se realiza una inspección visual y dimensional sobre el *jig* de fabricación para comprobar, al final del proceso, si el tubo ha sido finalmente fabricado dentro de las tolerancias especificadas en el plano de detalle, o en caso de desviación, en la concesión correspondiente.

3.7.15. Embalaje

El lote tubos serán protegidos por métodos apropiados, con el fin de evitar su posible contaminación de grasas, aceites o materiales extrañas, así como su posible dañado. Se recomienda la utilización de tapones de goma o plástico, y bolsas de polietileno, (ver Figura 3.36) pero atendiendo a los requerimientos particulares de cada proyecto (tapones circulares, elípticos, roscados, etc).

Se concluye con la fabricación cuando se cierra la orden de fabricación y se ubican las tuberías en almacén para su posterior despacho.



Figura 3.36 – Tuberías embaladas en bolsas de polietileno

3.8. Particularidades de los tubos de Titanio

Como se ha mencionado con anterioridad, el titanio es el noveno elemento más abundante en la superficie de la Tierra (0,565% en peso). Está casi siempre presente en rocas ígneas y en los sedimentos procedentes de ellas. Las fuentes principales actuales son la ilmenita, la esfena y el rutilo. En 1938, Kroll desarrolló un procedimiento para la obtención industrial de elementos de este grupo (Figura 3.37). En este capítulo se van a enumerar las cualidades y características principales del titanio cuando es utilizado para la fabricación de tubos de aceite, aire y combustible en motores aeronáuticos.

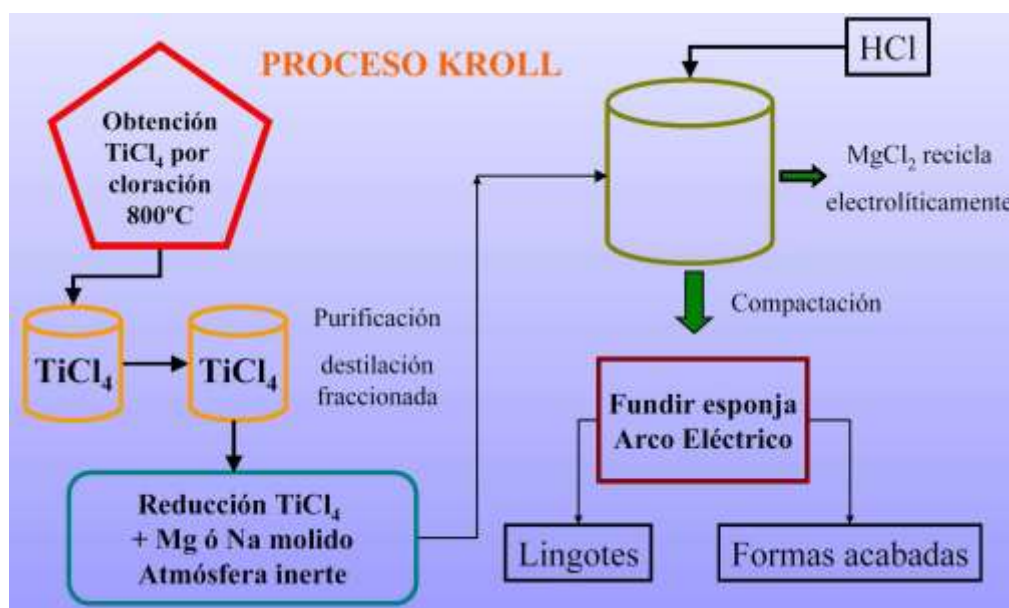


Figura 3.37 – Proceso industrial de obtención de Titanio

Cuando el titanio se presenta en estado puro es un metal blanco, plateado y con brillo. A grandes rasgos, se puede decir que tiene una densidad muy baja, es resistente, puede ser fácilmente mecanizado y presenta una alta ductilidad cuando está libre de oxígeno. Es un buen conductor eléctrico, y presenta una mejor conductividad cuanto más puro sea. Su conductividad y dilatación térmicas son relativamente bajas y presenta una alta resistencia a la corrosión. El titanio resiste óptimamente el ataque de los ácidos sulfúricos y ácidos clorhídricos diluidos, de la mayoría de los ácidos orgánicos, al gas cloro y a la mayor parte de las soluciones de cloruros.

3.8.1. Limitaciones

El titanio es un metal que es químicamente activo a elevadas temperaturas. Esta reactividad química del titanio puede producir su contaminación o fragilidad y puede incrementar su susceptibilidad al *stress corrosion*.

La propiedad que causa más dificultades es la capacidad del titanio para absorber gases comunes, incluido O_2 , H_2 , y N_2 . Todos estos gases tienden a fragilizar el producto a elevadas temperaturas.

El Oxígeno da como resultado una estructura superficial compuesta predominantemente de fase alfa y causa la formación de una capa dura.

El Hidrógeno fragiliza algunas aleaciones de titanio provocando la reducción en la capacidad de esfuerzo a impactos y el grado de esfuerzo a tensión.

El Nitrógeno es absorbido por el titanio en menor proporción que el oxígeno y no representa problemas serios de contaminación. Sin embargo si es absorbido en suficiente cantidad, el nitrógeno forma un duro compuesto quebradizo.

Los óxidos de carbono son descompuestos en presencia de titanio caliente y produce oxidación superficial.

Los cloruros y fluoruros pueden causar *stress corrosion* en elementos fabricados de aleaciones de titanio que tengan un alto grado de esfuerzo residual y son expuestos a temperaturas por encima de 300°C .

Hay evidencias de que tanto el Cadmio como el Cinc puede causar problemas adversos cuando se encuentra tanto en contacto, como muy próximos, con el titanio a temperaturas entre los 200 °C y 325 °C (cabe mencionar que en aceros, no hay este tipo de problemas hasta que se sobrepasan esas temperaturas).

El contacto directo del titanio con la plata debe ser evitado cuando la temperatura exceda de los 300 °C ya que puede dar como resultado la rotura por *stress corrosion*.

El titanio es más sensible a los daños superficiales que el acero, produciendo un gran detrimento a la vida por fatiga del componente diseñado.

3.8.2 Diseño de tuberías de Titanio

Con la utilización del titanio, en lugar de acero, se pueden conseguir reducciones de peso de hasta un 45% (esto es teniendo en cuenta además las diferencias en peso debidas al mayor espesor de pared requerido en las tuberías de acero). Por este motivo el titanio tiende a ser utilizado en *externals*, sin embargo debido a su mayor coste el uso queda limitado a sistemas con altas restricciones en peso y alto presupuesto (principalmente para diseños en motores militares).

Debido a que sus aplicaciones se limitan principalmente a diseños en motores militares, las especificaciones de diseño suelen ser clasificadas o ser de aplicación específica para un proyecto concreto. Esta circunstancia produce una falta de normativa y esto se traduce a que al definir las consideraciones básicas para el diseño, las referencias a normas y especificaciones son más limitadas que en el caso de las tuberías de acero.

3.8.2.1. Prácticas de diseño

Básicamente el diseño de tuberías con titanio no se diferencia en gran medida del diseño con otros materiales. Las diferencias mas sustanciales están relacionadas con las características especiales que tiene este material y que generan limitaciones en su utilización para la fabricación. Por tanto las todas las reglas de diseño mencionada en el apartado 3.1 son de aplicación.

Los tubos de titanio están limitados a una temperatura de trabajo inferior a los 300 °C por dos motivos:

- Por encima de esa temperatura empiezan a parecer los problemas mencionados en el punto 3.8.1.
- La combinación de diámetro/espesor suelen estar calculadas a fatiga para rangos de temperaturas con un máximo de 350 °C.

3.8.2.2 Tamaños estándar de tubo y espesores

Para sistemas de baja presión, con presiones de trabajo de hasta 12.1MPa, con aplicaciones de uso general para sistemas de aire, aceite o combustible, la relación entre el espesor de pared del tubo y el diámetro exterior recomendadas se muestran a continuación en la Tabla 3.1.

Nominal OD (mm)	Nominal thickness (mm)												
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
6	X			Δ									
8	X												
10		X						Δ					
12				X									
14				X								Δ	
16						X						Δ	
20						X							
22													
25						X		X					
28													
32								X			X		
40								X			X		




-  Combinación preferente diámetro/espesor de pared (Generalmente con una disponibilidad superior)
-  Combinación **NO** preferente diámetro/espesor de pared (Generalmente con un coste superior)
-  Ir a Tabla 3.2

Tabla 3.1 – Diámetro externo y espesor de pared para sistemas de baja presión

Para sistemas de alta presión, con presiones de trabajo de hasta 41MPa, de uso general en sistemas hidráulicos, la relación entre el espesor de pared del tubo y el diámetro exterior recomendadas se muestran a continuación en la Tabla 3.2.

Nominal OD (mm)	Nominal thickness (mm)				
	0,8	1,2	1,4	1,8	2,0
6	X				
8					
10		X			
12					
14				X	
16				X	

Tabla 3.2 - Diámetro externo y espesor de pared para sistemas de alta presión

Tanto los diámetros como los espesores, principalmente estos últimos, difieren de los disponibles para tubos de acero a la vez que se dispone de menos combinaciones. También la cantidad de estándares para la definición de conectores o *end-fittings* que hay disponibles es menor que en acero, debido a la relativa corta historia que tienen los tubos de titanio.

Las combinaciones de diámetro y espesor estándares, seleccionadas de acuerdo a la Figuras 3.38 y 3.39 mostradas a continuación, para una presión de trabajo y temperatura dadas, deben proporcionar una vida a fatiga mayor de 35000 ciclos con unas temperaturas de trabajo de hasta 350 °C³⁰. Estas curvas mostradas están basadas en datos experimentales.

³⁰ ROLLS ROYCE plc, JDS1820.01 Standard tubes, diameters, thicknesses and tolerances, The Technical Publications Department, s.f.

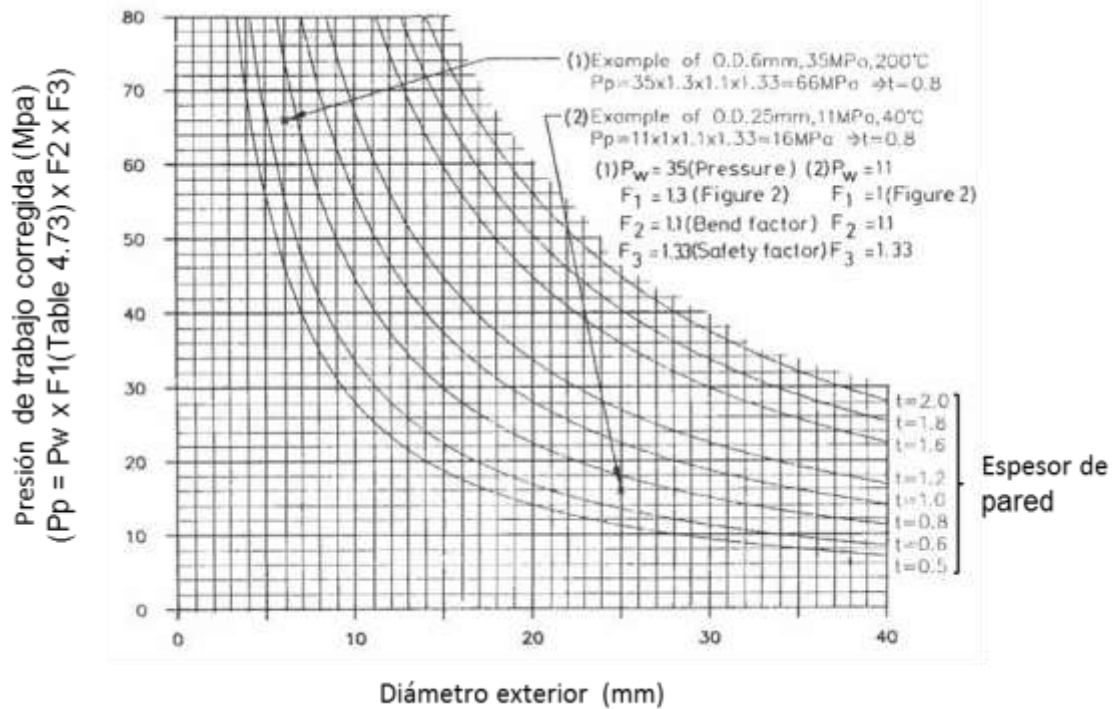


Figura 3.38 – Relación entre diámetro exterior, espesor de pared y presión de trabajo

La presión de trabajo corregida se calcula mediante la expresión:

$$P_p = P_w \times F_1 \times F_2 \times F_3$$

Donde: P_w = Presión de trabajo nominal

F_1 = Factor de corrección por temperatura.

$F_2 = 1$ para el caso de tuberías rectas.

$F_2 = 1.1$ para tuberías con radios de doblados de 3 veces el diámetro.

$F_2 = 1.2$ para tuberías con radios de doblados de 2.5 veces el diámetro.

F_3 = Factor de seguridad (1.33).

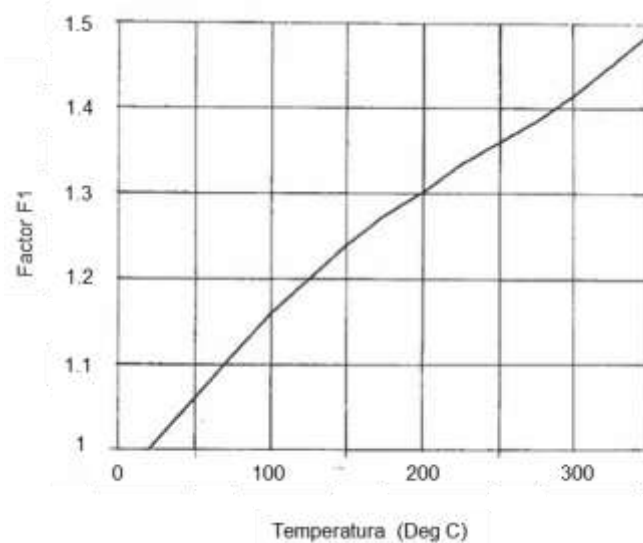


Figura 3.39 – Factor de corrección por temperatura

Cuando el tubo está sometido a cargas adicionales (deflexiones debidas al montaje o al funcionamiento del motor, expansiones térmicas, etc) y también cuando por algún motivo mayor se selecciona un espesor de pared por debajo del punto de presión utilizado es necesario realizar un análisis completo, antes de la definición final del tubo.

3.8.3 Conformado de tuberías de Titanio

El conformado de los tubos de titanio tiene ciertos problemas (debido a las limitaciones mencionadas en el apartado 3.8.1) y requiere cuidados durante la producción.

Algunos defectos tales como marcas o arañazos, que podrían ser aceptables en tubos de acero, producen la no aceptación en tubos de titanio dado que presentan una penalización muy alta en vida a fatiga en los componentes fabricados con este material. La baja ductilidad del titanio requiere, comparado con el acero, velocidades de conformado menores y una buena lubricación debido a las elevadas presiones que existen entre el tubo y el utillaje de conformado.

El doblado tiene lugar en la zona de deformación plástica del material, la cual está situada entre el *yield point* y el *ultimate point* (ver Figura 3.40). La región plástica es alrededor de un 6% menor en el titanio que el acero.

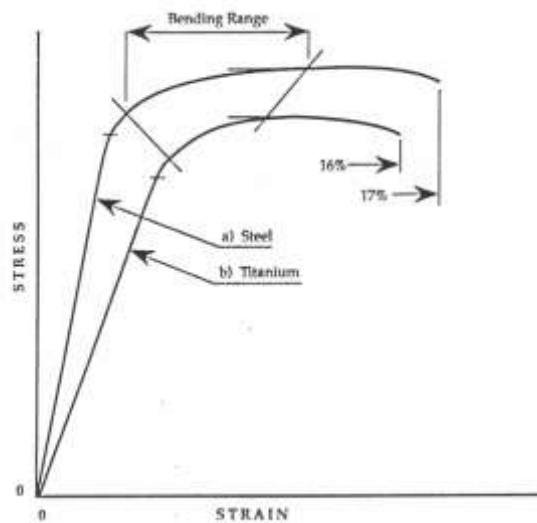


Figura 3.40 - Comparación de la región plástica (*bending range*) entre acero y titanio

Sin embargo el diseño está más condicionado por otros requerimientos que en su mayor parte son similares a los de los aceros, por lo que no existen grandes diferencias:

- El doblado de los tubos se hace a 2,5 veces el diámetro exterior.
- La distancia entre codos es 3,0 veces el diámetro exterior.
- La longitud recta mínima en los extremos debe ser de 13,0 mm para tubos de hasta 20,0 mm de diámetro y 19,0 mm para tubos mayores.
- El espesor de pared mínimo en la zona doblada no puede ser menor del 90% del inicial.

- La ovalidad del tubo no debe ser mayor del 10% para tubos que trabajen a presiones inferiores a 7MPa y del 5% para tubos que trabajen a presiones superiores.

Estos requerimientos de diseño están más relacionados con el utillaje y la maquina de doblado que por cuestiones relacionadas con el material elegido para la fabricación del tubo, con el fin de abaratar costes de fabricación. Originalmente estos valores fueron seleccionados para evitar problemas de conformado y también para facilitar la soldadura a posteriori.

Sin embargo hay algunos pequeños detalles que para el diseño de tubos de titanio se deben tener en cuenta. La región elástica de la curva esfuerzo-deformación produce una retención de fuerzas durante el doblado que causa que una vez soltamos el tubo este recupere parcialmente su forma original (este es un fenómeno conocido como *springback*).

El fenómeno de recuperación elástica o *springback* es mucho más acusado en el titanio que en el acero. Teóricamente se puede llegar a la conclusión de que el momento del *springback* del titanio es 2,45 veces superior al del acero. A modo de ejemplo cabe mencionar que la recuperación elástica para codos de 90° en titanio es alrededor de 10° mientras que en el acero es de entre 4° a 5°. El acusado *springback* del titanio debe ser compensado por un sobre-doblado. Esto provoca el alargamiento del codo y el acortamiento del tubo como se muestra en la figura siguiente (ver Figura 3.41).

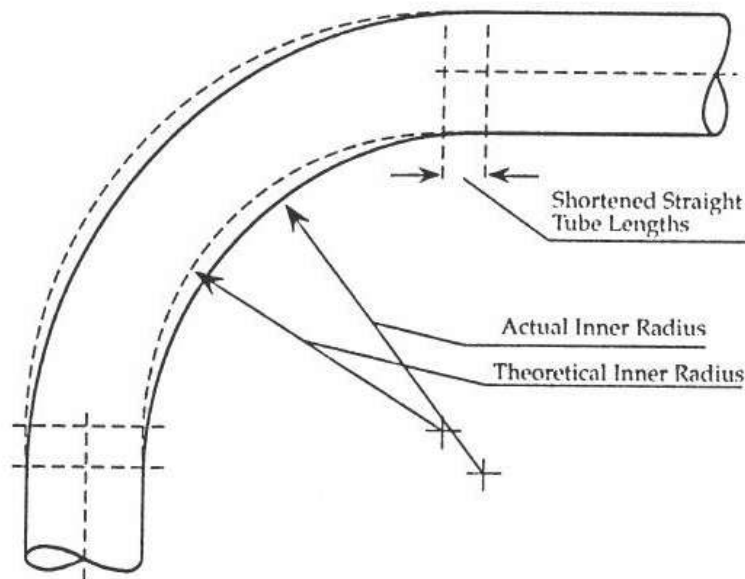


Figura 3.41 - Fenómeno de recuperación elástica en un codo de 90°

El diseñador debe tener en cuenta esta desviación del radio teórico para evitar colisiones con otros elementos instalados. Adicionalmente, ha de tenerse en cuenta que no todas las máquinas de conformado permiten codos de 180°, ya que el ángulo efectivo de doblado necesario para lograrlo está alrededor de 200° efectivos.

3.8.3.1 Tolerancias después del doblado

Como se menciona en el apartado 3.3, las tolerancias dependen de las utilizadas en la cualificación experimental de los tubos. El diseñador debe consultar las normas y especificaciones aplicables al proyecto e intentar en lo posible ajustarse a lo mencionado en el apartado 3.3.

3.8.3.2 Soldadura

Para la soldadura de tubos de titanio se necesita un proceso mucho más controlado que con el acero. Para empezar se necesita una buena limpieza de la zona a soldar con el fin de eliminar cualquier capa de óxido que se forma en la superficie del titanio y evitar toda contaminación del titanio.

Adicionalmente es necesaria una atmósfera controlada ya que las altas temperaturas que se producen tanto en la zona a soldar como en las cercanías pueden contaminar, por oxidación el tubo. Para esto se utilizan gases nobles con alto grado de pureza cercano al 99,99%, no empezando a soldar hasta que se alcanzan niveles de concentración de oxígeno menor de 20 mg/L en la zona de la soldadura y alrededores próximos.

Aunque no está expresamente prohibido es recomendable usar procesos automáticos en lugar de soldadura manual y se recomienda soldar en una sola pasada para evitar que las pasadas posteriores enmascaren una posible oxidación de la soldadura.

No existe ningún método no-destructivo para evaluar el grado de contaminación de una soldadura. La única forma de garantizar la buena calidad está esencialmente en asegurar la integridad de los operarios y las máquinas y la eficiencia de la supervisión.

Por estos motivos es típico utilizar soldadura orbital TIG automatizada con material de aporte integral en los que se controla desde la pureza del gas inerte utilizado.

Las soldaduras en tubos de titanio son soldaduras en las que se requiere tanto la inspección por líquidos penetrantes o partículas magnéticas, como radiográfica, debido a lo estricto de que es el proceso y lo delicado que son las variables en las que intervienen en la calidad final de la soldadura. También se realiza inspección visual que permite, entre otras cosas, mediante el control del color de la soldadura, saber el grado de contaminación sufrido.

3.8.3.3 Marcas de identificación

Como se mencionaba el punto 3.8.3, titanio es muy sensible a los daños superficiales. Por este motivo algunos procesos de marcado no son aceptables en este tipo de material.

El marcado debe producir una huella suficientemente pequeña para evitar que se produzca una reducción muy acusada de las propiedades del material. El tipo de marcado más apropiado es el electrolítico semi-permanente o el marcado con tinta indeleble.

3.8.3.4 Puesta a tierra o potencial

Los requerimientos de puesta a tierra o potencial no dependen del material del tubo a considerar sino del sistema al que dicho tubo pertenece y en la situación o lugar en la que dicho tubo encuentra. Un factor importante a tener en cuenta a la hora de proporcionar un adecuado contacto eléctrico es considerar el diferente potencial galvánico que el titanio presenta y las posibles incompatibilidades (o altas resistencias de contacto) que estos pueden producir.

3.8.3.5 Resistencia a fuego

El titanio puede arder en presencia de aire a altas presiones. Sin embargo esto no es una característica crítica en el diseño de tubos ya que los tubos que llevan aire suelen funcionar a presiones muy bajas y en los que llevan fluidos a altas presiones no contienen aire que pueda provocar este fenómeno.

Aun así el titanio tiene una resistencia a fuego menor que los tubos de acero y, sobre todo en sistemas donde el flujo a través del tubo pueda ser pequeño, será necesario hacer un ensayo.

3.8.4 Soportado e instalación de tubos de Titanio

Los soportes de los tubos no están en contacto directo con estos, se fijan a través de *clips* o abrazaderas, por lo tanto no existen condicionantes específicos para aquellos que soportan tubos de titanio y se aplicarán los genéricos mencionados en el apartado 3.10.

Como medida de precaución cabe mencionar que dada la proximidad de la superficie del soporte a la superficie de los tubos en algunas instalaciones con determinados acabados superficiales, como puede ser por ejemplo el plateado, no deben utilizarse.

Para el diseño de soportes en titanio, además de lo mencionado en el capítulo 4, se deben seguir básicamente las mismas directrices que para el diseño de tubos de titanio en lo relacionado con radios de doblado.

Adicionalmente hay que poner especial atención para evitar que los tubos de titanio se encuentren en contacto metal-metal, ya que el titanio es muy sensible a los daños superficiales. Durante el mantenimiento de motores en servicio, se han encontrado casos en los que los *sleeves* metálicos en *clips* calientes son causantes de daños o iniciación de grietas en tubos de titanio.

Dado que existe una limitación de temperatura de funcionamiento a 300 °C para los tubos de titanio, para soportarlos se utilizan típicamente abrazaderas con acolchados de PTFE, dado que este material protege al tubo de daños y es perfectamente operativo a dicha temperatura.

3.8.5 Recomendaciones adicionales

Si se siguen adecuadamente las recomendaciones para su uso durante el diseño, la fabricación y la instalación, las tuberías de titanio no tienen comparativamente menor integridad que las tuberías de acero.

Para conseguir este propósito u objetivo y hacer uso del titanio para la fabricación de tuberías de una manera óptima, hay que recordar que durante el suministro, fabricación o montaje es necesario:

- Manejar los tubos con cuidado para no dañarlos, puesto que cualquier pequeño daño puede conducir a su rechazo.
- Mantener los tubos y soportes protegidos en todo momento, embalarlos nada más terminar su fabricación, no desembalarlos hasta el momento en que vayan a ser procesados o instalados y despacharlos en los contenedores apropiados para evitar daños y contaminación.
- Cuidar el contacto con otros elementos con los que el titanio tiene reactividad química. Como son el Zinc, Cadmio, Plata, Cloro (ni siquiera con el “agua del grifo”) y cloruros, Flúor y fluoruros, ya que pueden quedar restos que contaminen el tubo en procesos posteriores que requieran altas temperaturas, como pueden ser las soldaduras y los tratamientos térmicos.
- Siempre que intervenga en procesos con altas temperaturas, como puede ser cualquier proceso de soldeo, se debe utilizar atmósferas protectoras inertes, comúnmente de Argón, para que no entre en contacto con Oxígeno, Hidrógeno y/o Nitrógeno y comience un proceso de oxidación.

Y adicionalmente durante las etapas de diseño, para alcanzar el objetivo mencionado con anterioridad, se hace necesario también:

- Tener en cuenta los problemas que presenta el titanio a temperaturas relativamente bajas (300 °C), considerando el entorno de trabajo.
- Establecer e incluir en las instrucciones de fabricación, montaje y las especificaciones particulares para el titanio. Dado que una mala o pobre documentación de los planos de instalación y fabricación deja la puerta abierta al criterio del fabricante o del equipo de montaje de seleccionar sus propios estándares para ello, con el consiguiente riesgo de aparición de desviaciones no controladas.
- Tener en cuenta el relativamente pequeño coeficiente de dilatación del titanio. En instalaciones donde se utilice en combinación con elementos de otros materiales y aleaciones, es importante tener en cuenta la diferencia de dilatación ya que se pueden inducir sobreesfuerzos durante la operación del motor.

3.9. Conexiones y Mangueras flexibles

Este grupo de elementos está formado por las conexiones llamadas *bobbin* o *transfer pipe* y por las mangueras flexibles. Su uso es requerido cuando es necesario una total flexibilidad por falta de alineamiento del tubo, tolerancias adversas de fabricación del tubo y/o de montaje del motor, desplazamientos térmicos del motor, requisitos de mantenibilidad, reducción de las magnitudes de vibraciones, etc., en definitiva, cuando el tubo metálico rígido no puede acomodar todos estos requerimientos por su inherente diseño.

3.9.1 *Bobbin* o *transfer pipe*

Son especialmente indicados para tubos de gran diámetro y corta longitud. Las limitaciones para su uso están gobernadas por la temperatura del entorno y por la propiedades de los materiales elastómeros usados para las juntas tóricas. Un ejemplo de este tipo de conexión se puede ver en la Figura 3.42 donde se muestra una conexión típica completa y la figura 3.43 donde se muestra el cajeado principal de la conexión en el tubo.

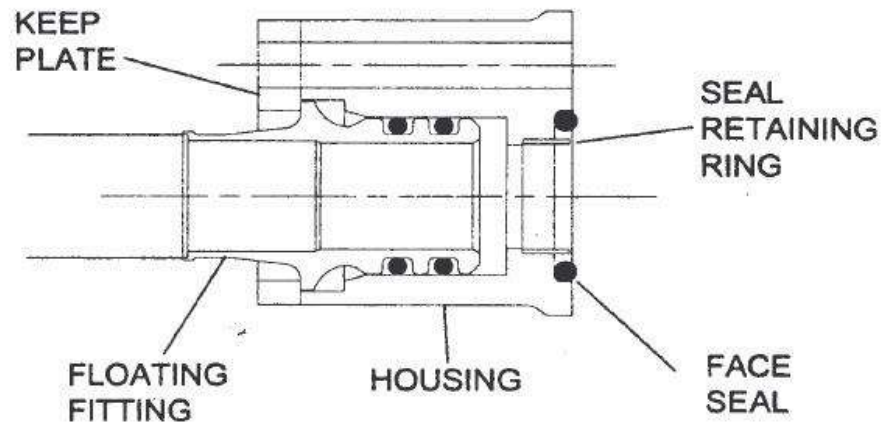


Figura 3.42 - Típica conexión *bobbin* completa



Figura 3.43 – Cajeado del *transfer pipe*

Las particularidades de diseño de los cajeados en los tubos y de las juntas tóricas que hacen la función de sellado están contenidos en la norma ISO 3601/1.

Las juntas tóricas de aplicación para este tipo de cajeados son de material elastomérico de fluorocarbono. Sus dimensiones así como de las propiedades para su correcta elección están bajo la norma EN3049 (según las series AS43003 y AS43013).

Las juntas tóricas de las series AS43003 y AS43013 son compatibles con los fluidos especificados en la norma SBAC TS97 (aire, combustible o aceite lubricante), con un rango de funcionamiento por temperatura en régimen continuo de -40 °C a +180 °C con picos de temperatura de hasta +200 °C.

Así mismo es necesario asegurarse que, cuando se instruya una junta tórica en el diseño, se cumpla con los requerimientos definidos en la ISO 16031-2, en cuanto a tolerancias, aprietes, deformaciones máximas y utillaje a utilizar.

En determinadas circunstancias, puede ser necesario incluir en este tipo de tubo conexiones para su puesta a tierra y evitar así descargas electrostáticas generadas por fricción del fluido contra las paredes del propio tubo o alojamiento o incluso si los equipos a los que interconecta se encuentran en una zona de paso de corriente de rayo evitar cualquier salto de chispa por la diferencia de potencial.

Para el caso de conexiones con *bobbin* en sistemas de aire o gas donde las temperaturas impidan el uso de sellos toroidales en elastómeros, se pueden emplear sellos con anillos metálicos.

Cuando el tubo *bobbin* es interno dentro de una unidad, la práctica habitual es usar sello simple en cada extremo del tubo. Cuando el tubo *bobbin* es externo y las juntas tóricas se podrían ver expuestas a fluidos dañinos (líquidos de limpieza, etc.) o cuando el conjunto se podría ver sometido a vibraciones excesivas, la práctica es usar un doble sellado para proteger la junta tórica principal.

Los tubos *bobbin* cuya longitud sea menos de 8 veces su diámetro normalmente se pueden fabricar como un elemento mecanizado completo, incorporando los correspondientes alojamientos para las juntas tóricas. Los tubos *bobbin* cuya longitud sea mayor de 8 veces su diámetro, se pueden fabricar con *end fittings* soldados a un tramo de tubo, puramente por razones de coste.

Cuando un tubo *bobbin* o *transfer pipe* con sus juntas tóricas está asociado con un alojamiento de aleación ligera, puede ser necesario proveer casquillos en dichos alojamientos para prevenir el desgaste.

Cuando la magnitud de las tolerancias de montaje o los desplazamientos relativos entre ambos alojamientos, debido a movimientos del motor o de los accesorios, es tal que el tubo pueda llegar a rozar angularmente con el alojamiento, se debe considerar el uso de sellos metálicos, que prevenga dicho comportamiento.

Cuando se usa doble sello, la experiencia en servicio ha comprobado que se puede acumular fluido en el espacio entre ambos sellos, posiblemente por movimiento del tubo y sello, o por alguna imperfección del propio sello. Cuando esto ocurre y la temperatura se incrementa en ese espacio puede acabar produciendo el deterioro en el sellado. Para evitar este hecho es esencial proveer los medios necesarios para salvaguardar los sellos, mediante la implementación de un sistema de drenaje.

3.9.2 Tipos de mangueras

Existen principalmente dos tipos de mangueras flexibles, estas son las mangueras de teflón y las mangueras metálicas. Estos dos tipos de mangueras flexibles existen puramente por razones funcionales debidas a la temperatura ambiente a la que se ven expuestas. El uso de mangueras flexibles permite temperaturas de trabajo más elevadas, a costa de incrementar el peso y coste de la unidad ante condiciones similares de presión y flujo³¹.

3.9.2.1 Mangueras de teflón

Las mangueras flexibles de teflón son las normalmente las que mas se suelen utilizar en los sistemas de fluidos en motores aeroespaciales por sus características de peso y su buen comportamiento ante razonablemente altas temperaturas. Así pues dependiendo de las condiciones de trabajo a la que vaya

³¹ ROLLS ROYCE plc, JDS692.01 Flexible hose assemblies, The Technical Publications Department, s.f.

a ser utilizada, las mangueras de teflón cuentan con las siguientes particularidades constructivas:

- Media presión
- Alta presión
- Alta flexibilidad de rutado

Las mangueras flexibles de teflón para media presión tienen unos rangos de presión máxima de trabajo entre 10,5 MPa y 6,8 MPa según diámetro exterior (ver Figura 3.44). Normalmente este tipo de mangueras flexibles son utilizadas para el transporte de combustible a alta temperatura, aceite, fluido hidráulico y sistemas neumáticos en el rango de -54 °C a 232 °C.

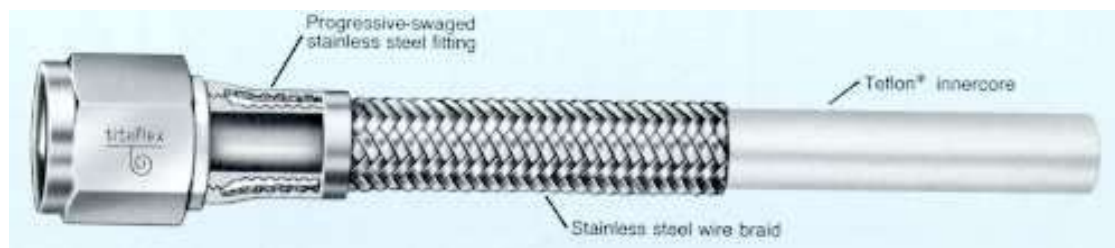


Figura 3.44 – Manguera de media presión

Este tipo de manguera se compone de un tubo, extruido liso y uniforme de resina PTFE virgen según la ASTM D1457 tipo III, recubierto internamente con grafito para cumplir los requerimientos de conductividad, y con un refuerzo o recubrimiento con una malla de alambre de acero inoxidable hasta diámetro 3/4" como se muestra en la Figura 3.44 o con dos mallas para diámetros mayores. También consta de un recubrimiento de material compuesto de silicona y fibra de carbono según AS1072 para cumplir con los requerimientos de la AS1055, para la protección contra fuego³².

Las mangueras flexibles de teflón para alta presión tienen unos rangos de presión máxima de trabajo entre 20.6 MPa³³ y 41 MPa³⁴ según diámetro exterior (ver Figura 3.45). La aplicación de este tipo de mangueras flexibles se encuentra en el transporte de fluido hidráulico³⁵ en el rango de temperaturas de funcionamiento de -54 °C a 204 °C.

Este tipo de manguera se compone de un tubo, extruido liso y uniforme de resina PTFE virgen según la ASTM D1457 tipo III, recubierto internamente con grafito para cumplir los requerimientos de conductividad, con un refuerzo o recubrimiento con una malla de alambre de acero inoxidable y un refuerzo adicional de mallas y recubrimientos de alambre de acero inoxidable en espiral. También consta como en el caso anterior de un recubrimiento de material compuesto de silicona y fibra de carbono para la protección contra fuego.

³² DEPARTMENT OF DEFENSE USA, MIL-H-25579 Hose assembly, tetrafluoroethylene, high temperature, medium pressure, Defense Area Printing Service, 1993

³³ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1339 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, 3000 psi, 400°F Hydraulic, lightweight, s.f.

³⁴ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS604 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced 3000 psi, 400°F, Heavyweight Hidraulic, s.f.

³⁵ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS614 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced 4000 psi, 400°F, Heavyweight Hidraulic and Pneumatic, s.f.

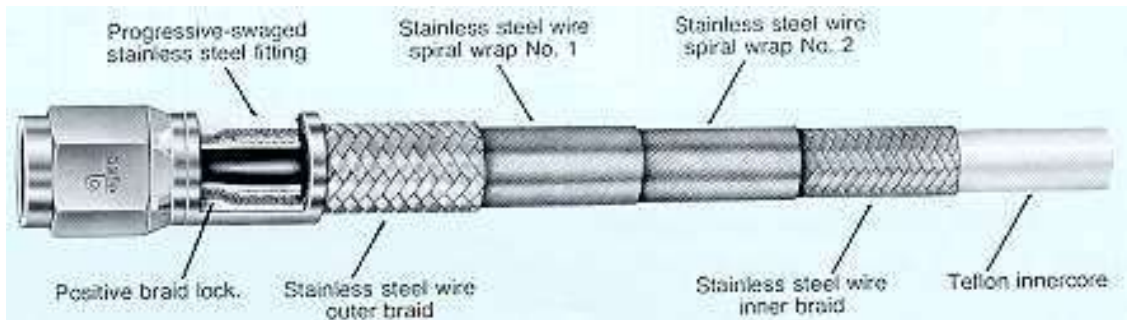


Figura 3.45 - Manguera flexible de alta presión

Las mangueras flexibles de teflón para unas prestaciones de alta flexibilidad tienen unos rangos de presión máxima de trabajo entre 6,9 MPa³⁶ y 0,7 MPa³⁷ según diámetro exterior (ver Figura 3.46). La aplicación de este tipo de mangueras flexibles se encuentra para cualquier sistema de avión en el rango de temperaturas de funcionamiento de -54 °C a 204 °C, cuando se requieren radios de doblados aproximadamente un 30% inferiores que en los dos casos anteriores.

Este tipo de manguera se compone de un tubo, corrugado de resina PTFE virgen recubierto con grafito para cumplir los requerimientos de conductividad, y con un refuerzo o recubrimiento con una malla de alambre de acero inoxidable. También consta como en los dos casos anteriores de un recubrimiento de material compuesto de silicona y fibra de carbono para la protección contra fuego.

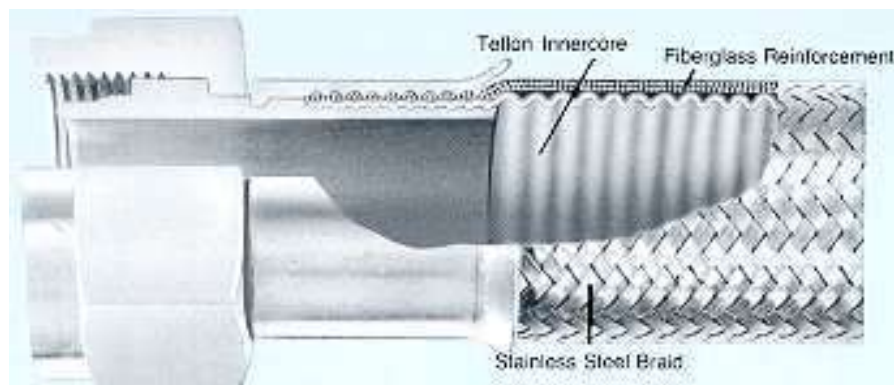


Figura 3.46 – Manguera flexible de alta flexibilidad

Para cumplir los requerimientos de resistencia al fuego³⁸, cuando sea necesario se puede recurrir a utilizar capas adicionales de silicona³⁹, como se puede ver en la Figura 3.47.

³⁶ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS620 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced, High Temperature, medium pressure, Aircraft, s.f.

³⁷ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1227 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced, low pressure, up to 400 °F, Aircraft, s.f.

³⁸ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1055 Fire Testing Of Flexible Hose, Tube Assembly, Coils, Fittings And Similar System Components, s.f.

³⁹ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1072 Fire Testing Of Flexible Hose, Tube Assembly, Silicone Rubber, Fiberglass, s.f.



Figura 3.47 - Protección contra fuego

3.9.2.2 Mangueras flexibles metálicas:

La construcción de una manguera flexible metálica (ver Figura 3.48) se consigue mediante un conducto corrugado o helicoidal de acero inoxidable de pared fina de tal modo que permita cierto movimiento relativo en curvado sin pérdida apreciable de volumen. Se utiliza también un recubrimiento de malla metálica de acero inoxidable para prevenir daños sobre el tubo corrugado, para reforzar el conjunto ante la presión interna y para reaccionar con la rigidez suficiente ante cargas externas.



Figura 3.48 - Construcción de una manguera flexibles metálica

Las mangueras flexibles metálicas son requeridas cuando las temperaturas de operación son altas o cuando se requiere que el conjunto cumpla con los requerimientos de *fire-proof*. Son principalmente usadas en sistemas de aire y drenaje con temperaturas de trabajo hasta 400 °C.

Su uso no es recomendado en sistemas de combustible o aceite puesto que su susceptibilidad a la fatiga puede desembocar en importantes fugas y consecuentemente en peligro de incidente de fuego. Otra desventaja de las mangueras flexibles metálicas es que contaminantes dentro del propio fluido, como puede ser el carbón en el sistema de aceite, se acumula en las zonas corrugadas de la manguera resultando casi imposible su limpieza. Por estas razones, siempre se debe procurar evitar el uso de estas mangueras metálicas en sistemas de combustible de aceite y combustible de alta presión.

Las mangueras metálicas tienen unos rangos de presión máxima, a una temperatura de trabajo de 21 °C entre 13,8 MPa y 3,8 MPa y a una temperatura de trabajo de 454 °C, entre 9,1 MPa y 2,5 MPa⁴⁰ según diámetro exterior (ver Figura 3.49). La aplicación de este tipo de mangueras flexibles se encuentra en sistemas neumáticos, para media presión y alta temperatura, operando a temperaturas hasta 454° C y con picos cortos hasta 649° C.



Figura 3.49 - Mangueras flexibles metálicas

Este tipo de manguera se compone de un tubo, flexible corrugado anular (ver Figura 3.50) o helicoidal (ver Figura 3.51) de acero inoxidable estabilizado de diámetro y espesor uniforme y con un refuerzo o recubrimiento con una malla de alambre de acero inoxidable. En este caso no son requeridas ninguna característica adicional para asegurar la protección contra fuego.

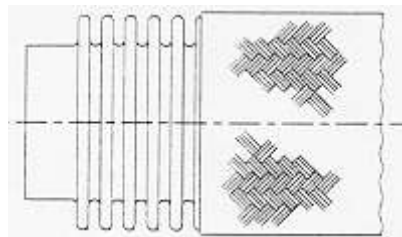


Figura 3.50 - Corrugado anular

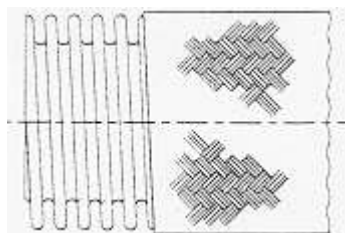


Figura 3.51 - Corrugado helicoidal

3.9.3. Instalación de mangueras flexibles

El uso de mangueras flexibles provoca un incremento en el diámetro exterior del tubo y también en el radio de curvatura de este, dificultando el diseño de la instalación

⁴⁰ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1424 Hose Assembly, St St, Medium Pressure, High Temperature, s.f.

cuando el espacio disponible para ello es muy restringido, además del consiguiente incremento en peso y coste comparado con la instalación de tubería metálica rígida. Así, se usarán mangueras flexibles cuando:

- Debido a excesiva vibración del motor, presiones pulsantes o desplazamientos térmicos del motor, un tubo rígido podría fallar por fatiga rápidamente o provocar fallo en las zonas de conexión.
- Debido a razones de mantenibilidad, donde el montaje y desmontaje de unidades pueda ser simplificado por el uso de mangueras flexibles o por secciones flexibles en tubos rígidos.

Es muy importante que las mangueras flexibles sean instaladas de tal manera que se minimicen los esfuerzos sobre ella. En todo momento se deberán tener en cuenta las consideraciones indicadas por el suministrador de la manguera. Con carácter general, cuando una manguera flexible se use se deberán instalar de acuerdo con los siguientes principios básicos o consideraciones generales:

- Siempre se deberá de considerar un tramo recto mínimo entre el *fitting* y el comienzo del codo flexible según sea definido por el fabricante. Este tramo recto mínimo responde a necesidades de fabricación y normalmente dependerá de la capacidad particular de cada fabricante o suministrador.
- No se debe utilizar nunca un radio de doblado inferior al del radio mínimo de curvatura que recomienda el fabricante. Con carácter general, y si no se dispone de este dato, el radio de curvatura de los codos será cinco o más veces el diámetro exterior de la manguera.
- Todos los codos deberán ser suaves y con el mayor radio de curvatura posible. La manguera, una vez instalada, nunca debe permanecer en una posición tal que este recta (ver Figura 3.52).

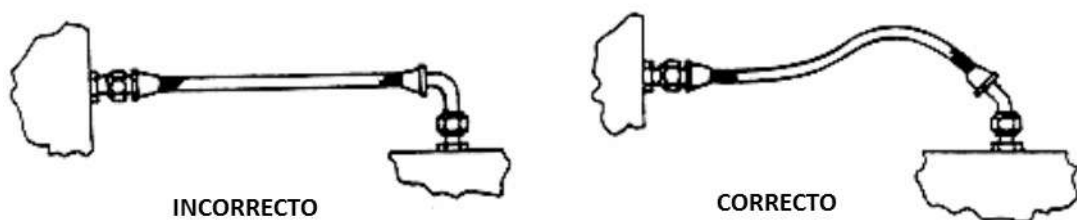


Figura 3.52 - Manguera flexible sin tramos rectos

- La manguera debe de ser capaz de tomar la forma y posición de modo sencillo y natural. No se debe de subestimar la rigidez y la tensión que presenta una manguera flexible cuando está presurizada ya que podría pre-cargar con esfuerzos los equipos a los que interconecta.
- El uso en los extremos de *fittings* acodados puede facilitar un trazado de manguera flexible correcto. El uso de *fittings* acodados también ayuda a evitar contactos. El contacto entre una tubería flexible y cualquier estructura adyacente puede generar desgaste o permitir corrosión del refuerzo de la manguera y se debe evitar. Para conseguir este propósito se recomienda diseñar incorporando *clearances* adecuadas y utilizando conexiones acodadas cuando sea necesario (ver Figura 3.53).

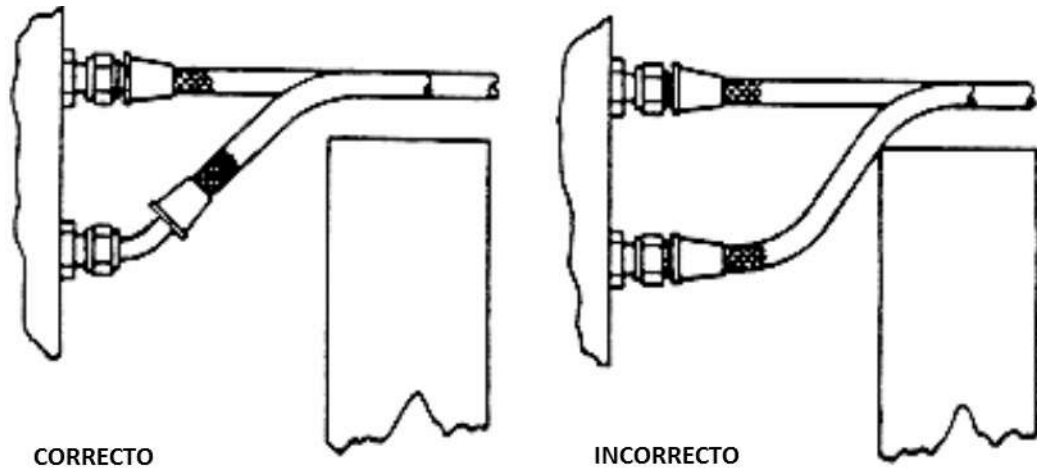


Figura 3.53 - Manguera flexible con *fitting* acodado

- Las mangueras flexibles de alta presión no se instalarán de manera que se cause cargas mecánicas sobre ella. Las mangueras cambian su longitud entre 2 y 4% cuando se encuentran presurizadas. Por tanto, es necesario diseñar las mangueras incorporando la adecuada extra-longitud o los adecuados codos para compensar el cambio en longitud y las tolerancias de longitud esperadas.
- Las mangueras expuestas a fuentes de calor extremas, como pueden ser la causada por la proximidad de tubos calientes, manifolds o carcasas, deberán ser protegidas por medio de recubrimientos *FIRE-POOF*, mediante mamparas metálicas o mantas térmicas.
- Cuando una manguera se diseñe para soportar considerables movimientos de flexión o vibración, especial cuidado se debe tener en la instalación para que el punto de flexión no esté nunca situado en las proximidades del *end fitting*.
- Las mangueras se deben diseñar e instalar evitando cualquier rotación, ya sea durante la instalación (ver Figura 3.54) o la operación (ver Figura 3.55) de la manguera, para evitar cualquier posible ruptura de la línea o el aflojamiento de las tuercas de conexión. El marcado del exterior de la manguera con una o más líneas longitudinales es un requerimiento indispensable si se pretende una fácil inspección durante la instalación.

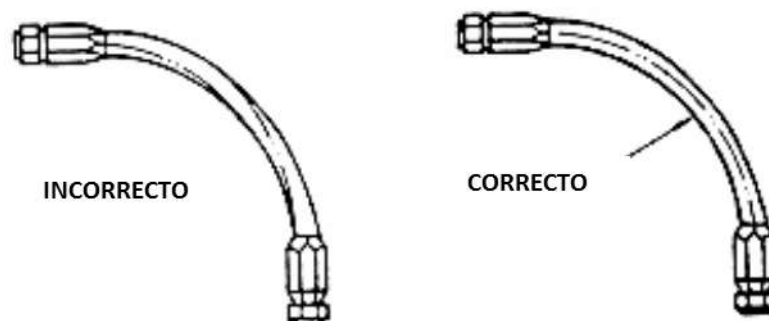


Figura 3.54 – Evitar retorcimientos de la manguera

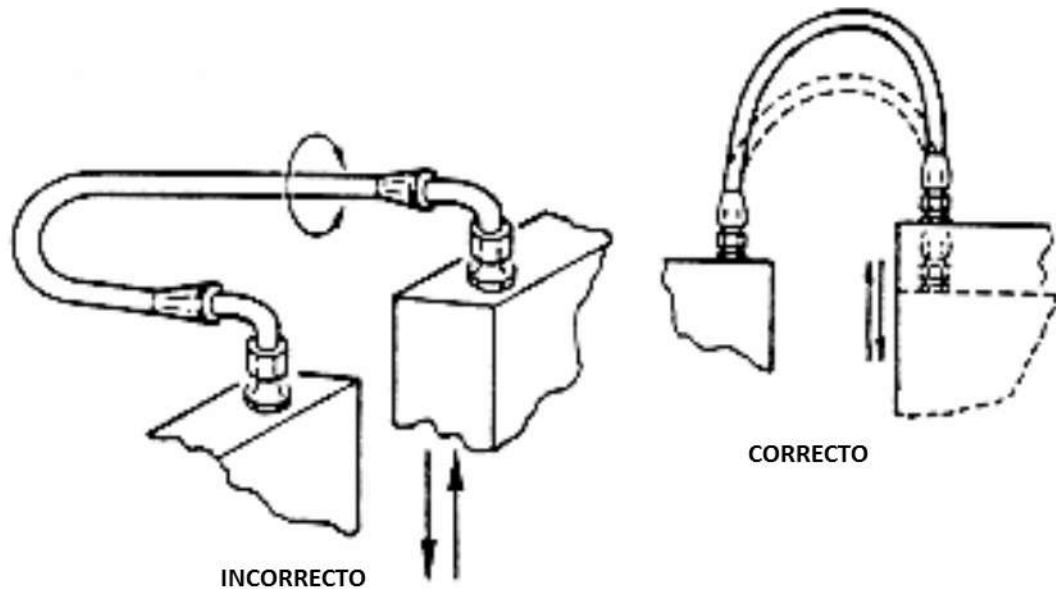


Figura 3.55 - Diseño con flexión en el plano del desplazamiento.

- Utilizar *fittings* rectos o acodados, dependiendo del caso de instalación del que se trata, para crear instalaciones que faciliten la inspección y el mantenimiento. El tipo de *fitting* y su tamaño se seleccionarán de modo que se evite conexiones cruzadas por error en líneas similares y próximas. El uso de conectores adecuados evita también diseños complejos, que pueden ocasionar abrasión entre componentes (ver Figura 3.56).

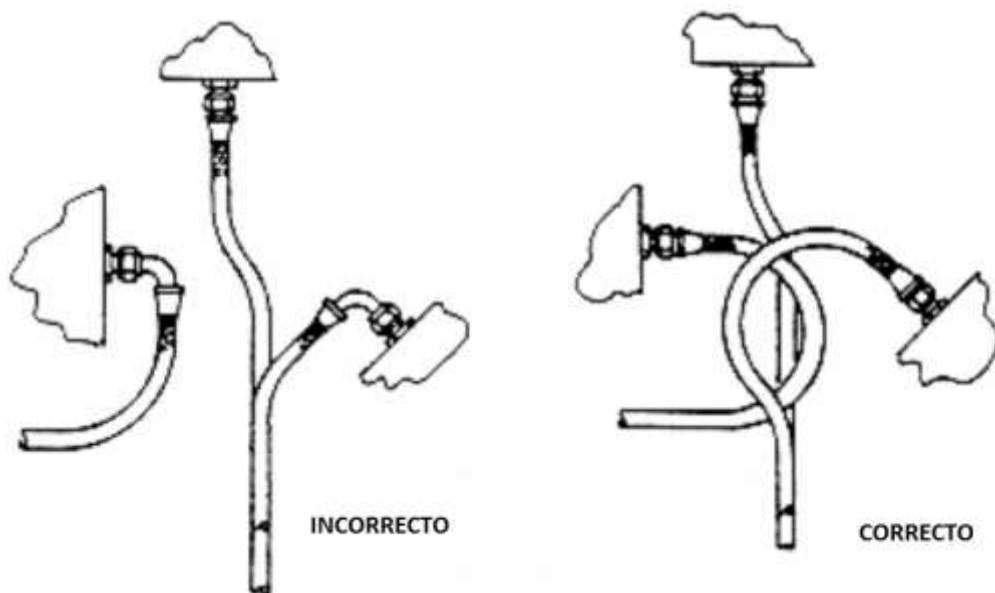


Figura 3.56 - Emplear conectores adecuados para simplificar rutados

- Las mangueras flexibles se diseñarán para salvar otras líneas, equipos y estructuras adyacentes bajo cualquier condición de operación para evitar daños estructurales, abrasión o excesivo desgaste por vibraciones y movimientos de flexión o impacto.

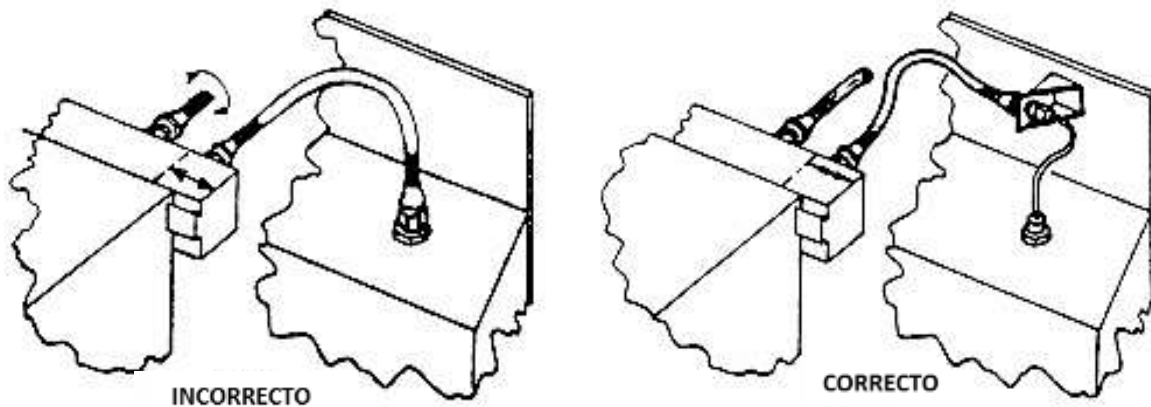


Figura 3.57 – Diseño con doble plano de desplazamiento

- Un problema especial se presenta cuando hay dos planos de flexión o desplazamiento en la instalación. Esto producirá que en alguno de los dos extremos la manguera tenderá a retorcerse. Este fenómeno se evita con un diseño especial, que permita la flexión en cada uno de los planos de manera independiente (ver Figura 3.57).

3.9.4. Tubos parcialmente flexibles

Cuando los requerimientos de flexibilidad sean sustancialmente bajos y se puedan acomodar usando un tramo flexible comparativamente corto, en estos casos se puede usar un conjunto parcialmente flexible, esto es una tubería compuesta de un tramo flexible y el resto tubo rígido estándar. De este modo, muchas de las desventajas asociadas a las mangueras flexibles tales como el peso, volumen, etc., se pueden minimizar.

Dentro de un mismo proyecto, se debe considerar la posibilidad, si se requieren varios conjuntos de este tipo, de que los tramos flexibles sean todos iguales.

Como recomendación general, es necesario tener en cuenta a la hora de definir el diseño de un conjunto parcialmente flexible que el coste más bajo corresponde a una manguera flexible con *fittings* en los extremos pero sin tramos rígidos. Si esto no es posible, lo siguiente en coste es un conjunto con manguera flexible y tramo rígido en un extremo. Y finalmente, el caso más caro es el de una manguera flexible con tramos rígidos en ambos extremos.

3.10. Instalación de tubos rígidos

El soportado de los tubos rígidos es normalmente más problemático que el soportado de las mangueras flexibles. Esta afirmación se sostiene porque dependiendo de su configuración y disposición, un tubo rígido instalado en un motor será objeto de diferentes modos de vibración como transversales, longitudinales y torsionales o una combinación de las tres.

La magnitud de la vibración dependerá de la fuerza de excitación, el grado de amortiguamiento y de la proximidad a la resonancia en el plano afectado. Si la amortiguación adecuada no está presente y la frecuencia de resonancia del tubo en un plano particular cae dentro del espectro de vibraciones del motor, la magnitud de las vibraciones será excesiva y la aparición de problemas mecánicos será casi inevitable.

Las fuerzas de excitación que provocan que un tubo vibre son creadas por cargas creadas por masas rotativas desequilibradas, por masas oscilantes o por pulsaciones de las presiones de los fluidos que transporta el tubo. Las frecuencias de las fuerzas de excitación serán por tanto, dictaminadas por las velocidades de rotación del motor, velocidades de rotación de los accesorios y por las frecuencias de las fluctuaciones de la presión interna del fluido. Las amplitudes de las fuerzas de excitación serán pequeñas en condiciones normales de funcionamiento del motor pero podrán incrementarse considerablemente en el caso de malfuncionamiento de algún componente, como consecuencia de la pérdida de un álabe de rotor, o de la rotura de un cojinete o por problemas de cavitación en una bomba del sistema correspondiente.

3.10.1 Función de los soportes o *brackets*

En la Figura 3.58 se puede ver la configuración típica de un punto de apoyo de la instalación de una tubería. La función primaria del soportado de un tubo es la de controlar la posición en relación con el resto de los elementos circundantes al tubo en cuestión y la de asegurar que los esfuerzos por vibraciones no afecten negativamente al comportamiento mecánico de la tubería, asegurando que el modo de vibración transversal en cada sección de la tubería sea tal que su frecuencia natural esté adecuadamente alejada del rango de frecuencias normales producidos por las fuerzas de excitación más significativas y características de funcionamiento del motor.

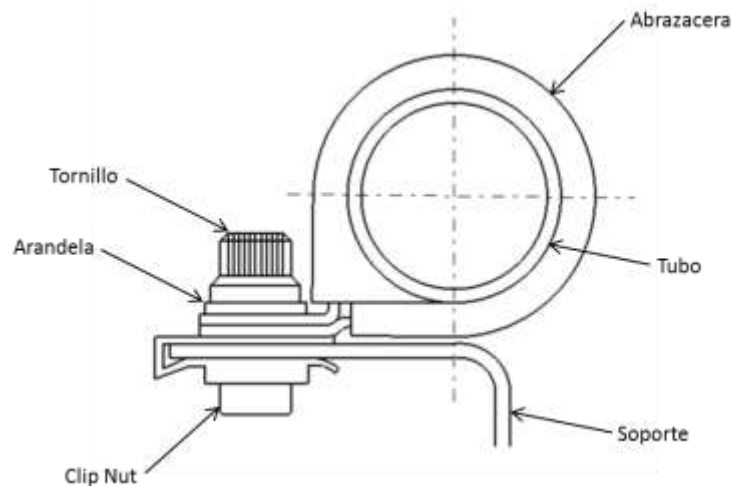


Figura 3.58 - Configuración típica de un punto de soportado

Adicionalmente otra función derivada de la anterior es la los puntos de soportado pueden aportar el suficiente amortiguamiento para así reducir la amplitud de cualquier vibración no normal que pueda provenir de algún malfuncionamiento del motor o componente.

Los requerimientos del soportado de un tubo rígido son, por tanto:

- Reducir la magnitud de la vibración de un tubo a un nivel donde no exista peligro de fallo debido a esfuerzos inducidos por vibraciones.
- Asegurar que el tubo se instala ajustadamente respecto de elementos adyacentes y que no habrá contactos o desgastes cuando se encuentre bajo las condiciones térmicas de funcionamiento del motor.

- No limitar los desplazamientos axiales y torsionales del tubo cuando esté sujeto a las expansiones y contracciones térmicas del motor.
- Absorber las tolerancias de fabricación del conjunto sin imponer tensiones a la tubería.
- Absorber las tolerancias diametrales y la posible forma ovalada del tubo.
- No provocar daño en el tubo o producir fricción convirtiéndose en un elemento generador de tensiones.
- Absorber cualquier onda de presión (golpe de ariete) o cavitación que se pueda crear en el sistema fluido.

Como consecuencia de las funciones y los requerimientos expuestos con anterioridad, se definen las siguientes prácticas de diseño para el soportado de tubos rígidos:

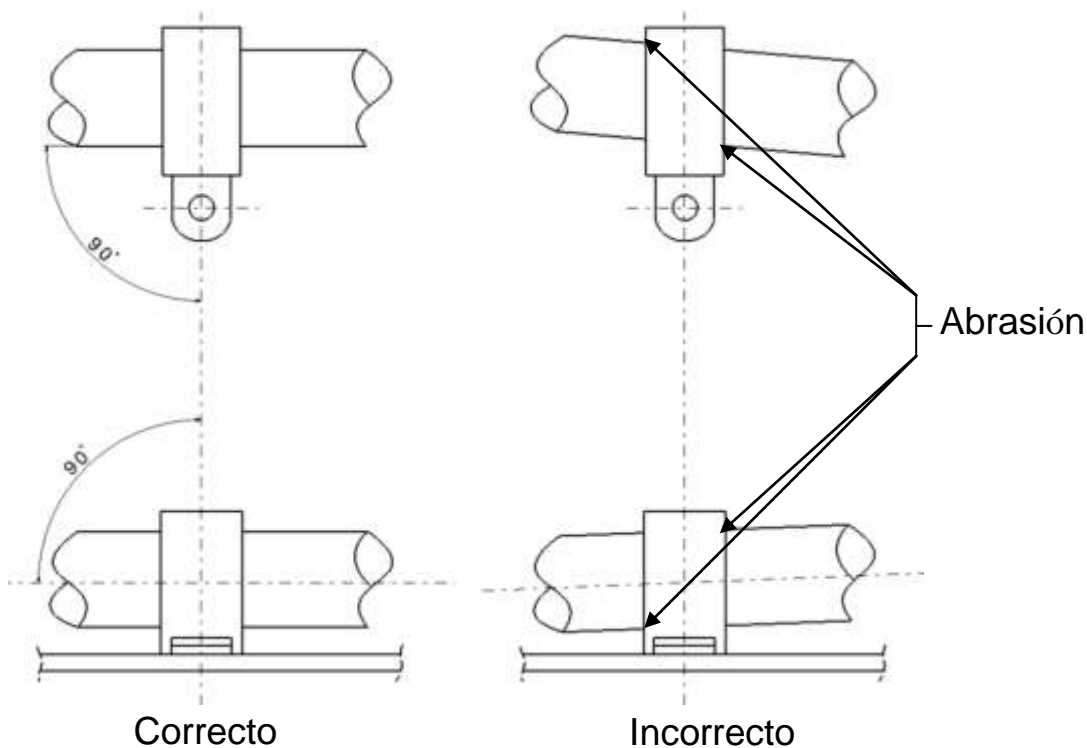


Figura 3.59 – Abrasión por mal posicionamiento de la abrazadera

- Un incorrecto alineamiento (ver Figura 3.59) entre la tubería y la abrazadera ocasiona fricciones entre la abrazadera y la tubería pudiendo ocasionar daños en la tubería a medio o largo plazo en servicio. Bajo el mismo principio, fricción por un desalineamiento entre la línea central del tubo y la abrazadera, se desaconseja el anclaje del tubo en tramos curvados de la tubería (ver Figura 3.60).

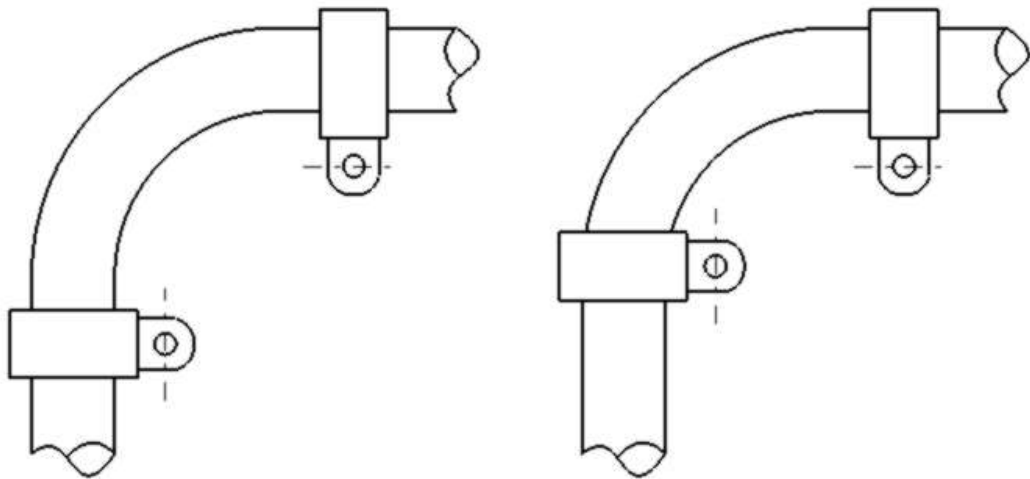


Figura 3.60 – Evitar el posicionamiento de *clips* en codos

- Otro factor a tener en consideración es el posicionamiento de la abrazadera dentro del soporte. Este, teniendo en cuenta las cargas asociadas (F), debe facilitar la estabilidad del conjunto y evitar condiciones en las que se pueda presentar fenómenos de pandeo en la abrazadera (ver Figuras 3.61, 3.62 y 3.63).

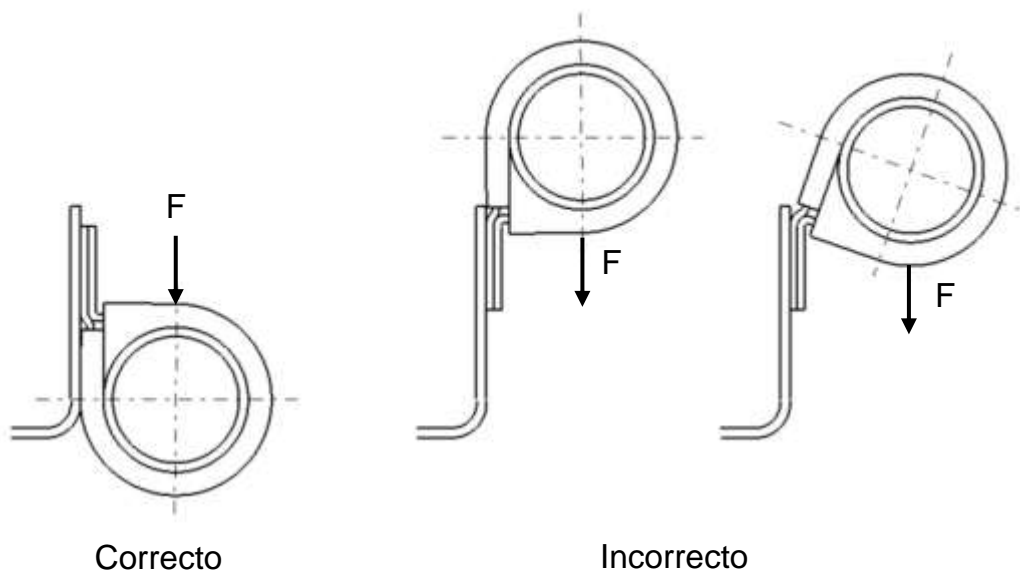


Figura 3.61 - Posicionamiento de la abrazadera para su funcionamiento a tensión

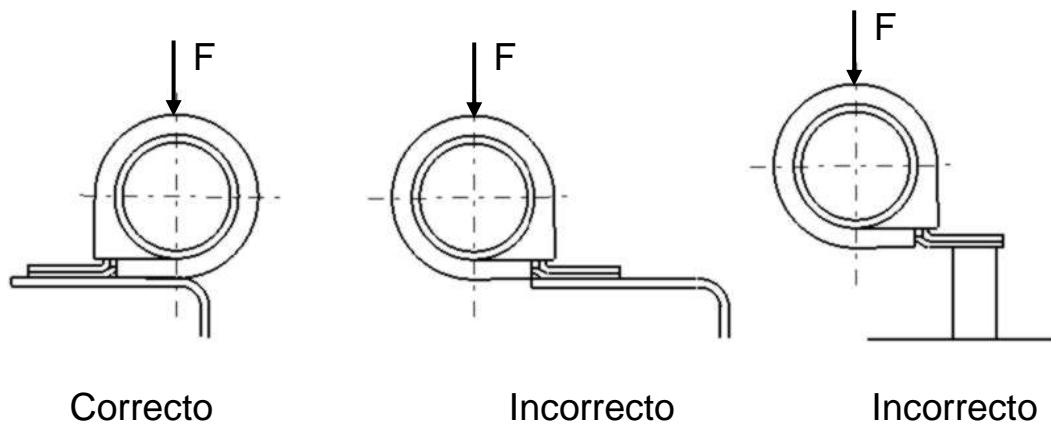


Figura 3.62 - Evitar configuraciones de clip en voladizo

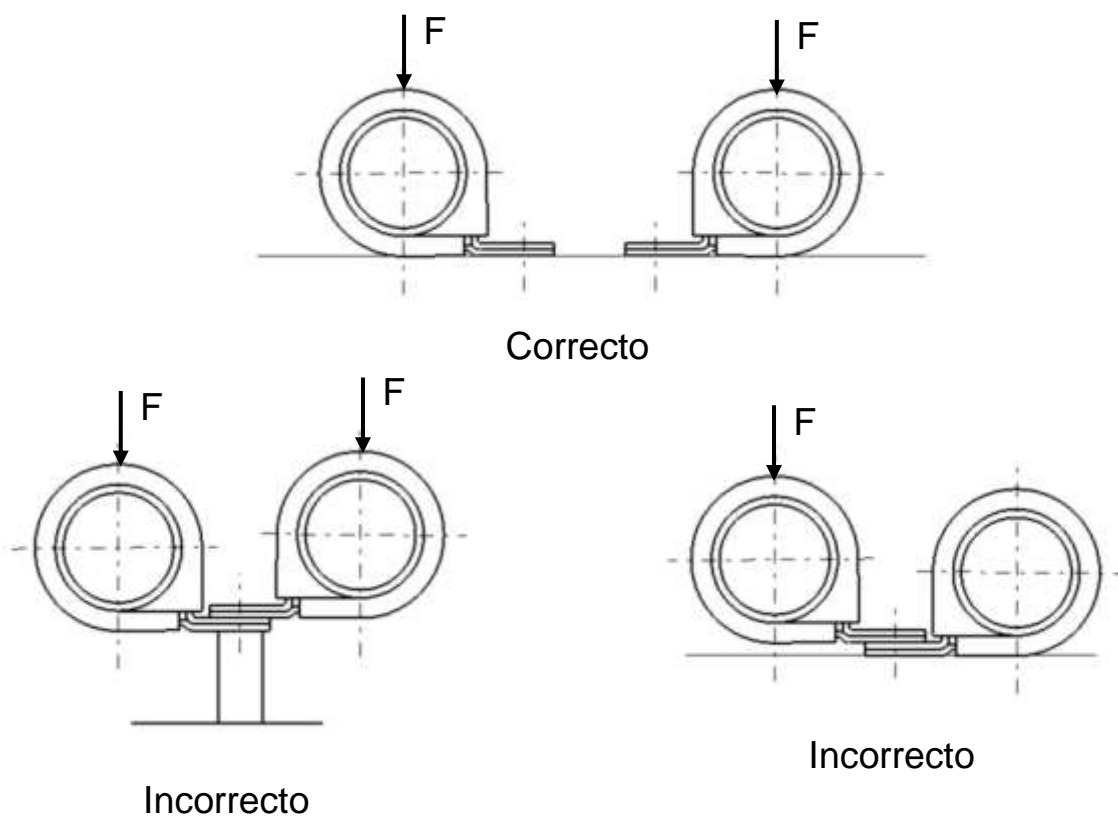


Figura 3.63 - Evitar configuraciones de clip en voladizo

3.10.2. Elementos para la instalación

En este apartado se pretende describir con amplitud suficiente los elementos que han sido introducidos en el apartado anterior y que componen, aparte del soporte y la tubería, un soportado.

3.10.2.1. Abrazaderas o *clips*

Los diferentes tipos de abrazaderas que se emplean para el soportado de sistemas de tubos de un motor son:

- Los *spring clips* de acero y *bushes* de PTFE se pueden usar en aplicaciones con temperaturas de trabajo hasta 350 °C. Para tubos calientes (con temperaturas de trabajo superiores a los 350 °C) se puede usar un diseño similar con una abrazadera de Nimonic y *bush* de acero inoxidable 18/8 or Nimonic 75 (ver Figura 3.64).



Figura 3.64 - Abrazadera con *bush* de PTFE

- Los *p-clips* con un revestimiento de silicona reforzada son aplicables hasta temperaturas de trabajo de hasta 254 °C (Figura 3.65).



Figura 3.65 - Abrazaderas de tipo p-clip con revestimiento de silicona

- En aplicaciones calientes, para temperaturas de trabajo inferiores a 400 °C, se pueden usar los *spring clips* protegiendo el tubo con *half sleeves* metálicos soldados mediante *brazing* (ver figura 3.66).

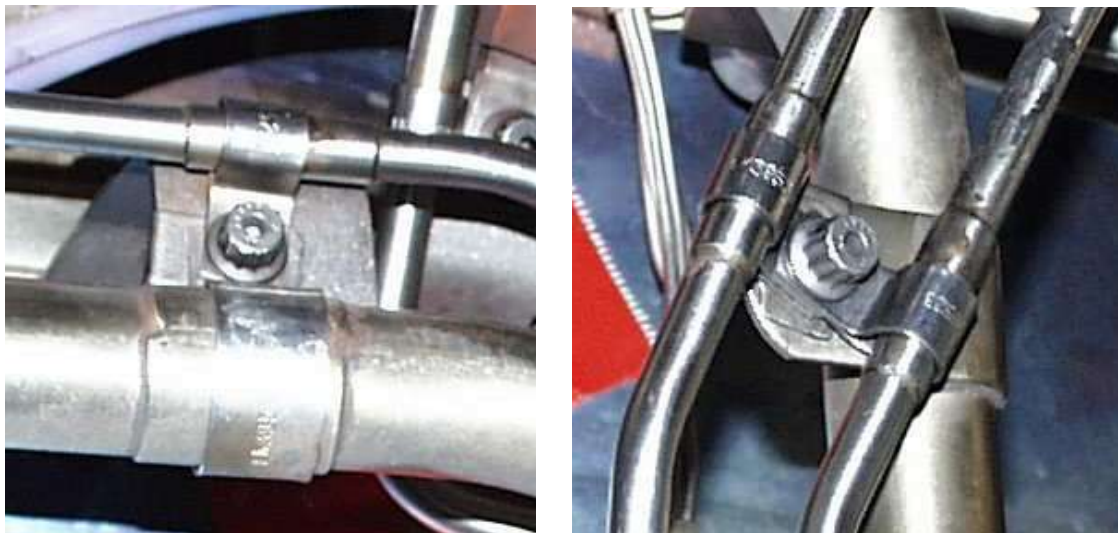


Figura 3.66 - *Spring clips* con *half sleeves* metálicos soldados

- En aplicaciones calientes con temperaturas de trabajo superiores a 400 °C, se pueden usar abrazaderas metálicas protegiendo el tubo con *wear sleeves* (ver Figura 3.67) que van pinzados al tubo sin ningún tipo de soldadura.



Figura 3.67 - Abrazadera con wear sleeves

- Los soportes tipo clamp block, bien con bloques de soporte de material compuesto, goma o PTFE se pueden usar en aplicaciones en zonas frías de hasta 254 °C (ver Figura 3.68), cuando se pretende fijar más de una sola tubería en un solo punto de amarre o soportado.



Figura 3.68 – Abrazadera tipo clamp block de silicona

3.10.2.2. Soportes o *brackets*

En este apartado solo se mencionan los criterios, en referencia a soportes, en los que el diseño del tubo tiene alguna influencia. El capítulo 4 de este proyecto fin de carrera amplia y desarrolla estos criterios.

Es necesario asegurar que el diseño de los tubos sea definido de modo que se simplifique el diseño de los soportes lo máximo posible, favoreciendo la estandarización de los soportes.

Los soportes que van instalados en una misma brida de motor son un ejemplo de soportes que se pueden estandarizar. Cuando un soporte se instale en el

motor deberá de constar de un mínimo de dos tornillos para su sujeción, por temas de estabilidad.

Se deberá evitar, siempre que sea posible, colocar soportes *brackets* atornillados sobre tubos puesto que suponen fuentes adicionales de vibración sobre dicho tubo.

3.10.2.3. Instalación *back to back*

Este tipo de instalación, en el que un tubo es soportado por otro mediante dos *p-clips* y sin ningún otro soporte adicional se debe de evitar. Aunque este tipo de soportado se ha usado en algunas aplicaciones, no es una práctica recomendable debido a:

- El efecto de soportar dos tubos juntos puede resultar en un conjunto cuyo comportamiento es desconocido y que en lugar de reducirse la amplitud de la vibración se incrementa.
- Cuando dos tubos paralelos se soportan *back to back* no existe una posición axial fija definida para las abrazaderas y existe el riesgo de que el conjunto resbale a lo largo de los tubos durante el funcionamiento del motor originando un mal soportado que desemboque en fallo o en contacto con elementos adyacentes.
- No existe una indicación física para el montador de ese punto de soportado y por tanto, existe el peligro de que se ubique mal o que se olvide en los sucesivos montajes.

La práctica recomendable, en el caso en que la inclusión de un soporte no sea posible, para el soportado de una tubería sobre otra a lo largo de su trazado es la de incluir un *lug* o un *integral lug* en el tubo que esté más sólidamente soportado y colocar la abrazadera sobre el segundo tubo. La única limitación a esta práctica es la de que no está permitido, bajo ninguna circunstancia soldar con *brazing*, *lugs* en tubos de combustible o sobre tubos de titanio. En este caso, sólo está permitido el uso de *integral lugs* donde la soldadura es orbital y no hay susceptibilidad al daño del espesor de pared del tubo.

3.10.2.4. Uso de espaciadores

Es una práctica habitual usar espaciadores entre abrazaderas y soportes como medio para conseguir las separaciones necesarias entre ellos, pero esta práctica es desaconsejable, puesto que dificulta las labores de mantenimiento e incrementa los riesgos de daño ante la eventualidad de su pérdida en el motor además de cómo se ha visto con anterioridad, presenta un riesgo de pandeo en la abrazadera de soporte.

En general, se evitará, en un mismo punto de soportado, la instalación múltiple de abrazaderas ancladas únicamente por un solo tornillo.

En aquellas situaciones en las que los espaciadores sean inevitables, es necesario asegurar que se usan espaciadores de longitud estándar.

4. DISEÑO Y FRABRICACIÓN DE SOPORTES

En este capítulo se van a desarrollar los criterios de diseño básicos para soportes metálicos de chapa, así como las etapas y directrices para su fabricación. Un desarrollo detallado se incluye sobre los distintos métodos de corte y de formación, procedimientos de soldadura y tratamientos térmicos.

Los elementos de soporte utilizados en motores aeronáuticos deben poseer la rigidez adecuada para soportar las cargas estáticas y dinámicas transmitidas por las tuberías o líneas fluidas que soportan, pero a su vez deben ayudar a amortiguar las vibraciones inducidas por el motor y ser suficientemente flexibles para soportar las cargas debidas a los cambios en las temperaturas de funcionamiento y la propia instalación debidas a las tolerancias de fabricación y montaje, manteniendo los esfuerzos producidos dentro de unos niveles aceptables.

Las cargas térmicas y aquellas producidas durante la instalación (precarga), al forzar su montaje, pueden ocasionar serias deformaciones en las carcasas del motor y en otros elementos externos, ya sea durante el montaje o bajo las condiciones normales de funcionamiento.

Por estas razones, el diseño de los elementos de soportado (geometría y material empleados) debe proporcionar la flexibilidad adecuada para permitir garantizar los siguientes puntos:

- Permitir su montaje en el motor sin necesidad de aplicar fuerzas excesivas para ello, sin originar daños en los tubos que soportan.
- Acomodar la acumulación de tolerancias máximas entre las distintas carcasas y componentes del motor así como las propias tolerancias de fabricación.
- Absorber las expansiones y contracciones del motor.

Por otro lado, y de forma simultánea los elementos de soportado deben ser suficientemente rígidos para soportar las cargas estáticas y dinámicas que puedan llegar a aparecer.

Para el diseño de elementos de soportado de tuberías el espesor típico a utilizar es normalmente de 1,6 mm. En caso de que se requiera una mayor rigidez y se considere que la carga que van a soportar requiriese un mayor espesor, se utilizaría la chapa del siguiente espesor nominal, es decir 2,00 mm. En caso que las propiedades de este espesor no fueran suficientes para garantizar las cualidades expuestas en el punto anterior, sería necesario o bien un espesor superior o un material de chapa con propiedades mecánicas superiores.

A la hora de seleccionar un espesor de chapa, inicialmente se intentará utilizar el ya anteriormente mencionado de 1,6 mm y se debería intentar que todos los soportes que se diseñen tengan todos el mismo espesor, con el fin de estandarizar los soportes y reducir los costes de fabricación.

Diferentes compañías tienen algunas discrepancias en la definición de espesores en sus soportes de doblado de chapa, en lo que se refiere a valores estándares de espesor superiores a los 3,2 mm. Pero este tipo de soportes con tan alto espesor son de muy rara aplicación.

El conformado de soportes es el conjunto de los distintos procesos de fabricación a los que hay que someter a la chapa plana de la que se parte para darle la forma final requerida por el diseño.

Los procesos de fabricación típicamente empleados, clasificados en cuatro grupos principales definidos por su finalidad son el corte de la chapa, los métodos de deformación y soldadura y los tratamientos finales (ver Figura 4.1). Estos serán detallados con posterioridad en los siguientes apartados.

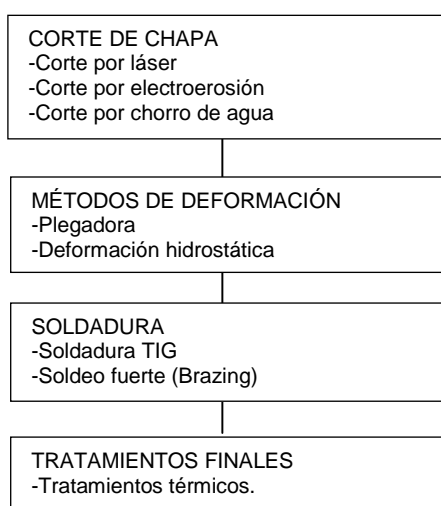


Figura 4.1 – Fases y procesos de fabricación

Como nota de aclaración se hace necesario mencionar que los procesos que se van a analizar a continuación tienen la peculiaridad de que los parámetros del mismo están influenciados por la geometría del componente y/o el resultado del proceso no puede ser confirmado por técnicas no destructivas.

4.1 Corte de chapa

Previo al conformado del soporte de chapa es necesario cortar la chapa con las dimensiones finales. Existen numerosos métodos de corte de chapa en la industria, pero para las aplicaciones que nos ocupan en este Proyecto, se limitan a corte de chapa por láser, por chorro de agua y el menos común o de electroerosión.

4.1.1 Láser

El acrónimo láser, significa luz amplificada por emisión estimulada de radiación. Este dispositivo genera un haz de ondas luminosas de igual frecuencia, en fase y con la misma dirección de propagación, consiguiéndose un haz dirigido energético.

El mecanismo de funcionamiento para el corte chapa por un láser de CO₂, el que más ampliamente se utiliza en la industria (ver Figura 4.2), se resume en los siguientes puntos⁴¹:

⁴¹ TRIUMPF Ltd, Tecnología de corte por láser, s.f.

- Un haz de luz infrarroja de alta intensidad es generado por el láser.
- El haz se dirige mediante espejos y se focaliza mediante una lente en la pieza. Según la distancia focal de la lente, el foco se encuentra a una distancia determinada de ésta. En el corte de la chapa el foco suele estar en la mitad del espesor.
- El haz calienta el metal (alcanzando densidades de potencia de 10^7 W/cm²) y establece un área fundida muy localizada.
- El material fundido es expulsado por un gas presurizado que actúa coaxialmente con el haz.
- La eliminación continua del material a través de la superficie de la chapa, mediante el movimiento de la unidad genera el corte.

Como nota aclaratoria sobre el método de expulsión de material fundido cabe mencionar que el corte bajo alta presión consiste en utilizar simultáneamente el haz de corte con un gas como nitrógeno para aceros inoxidables o argón para titanio a altas presiones, superior a los 14 bares, produciendo una expulsión muy rápida de la masa fundida al mismo tiempo que evita la oxidación de la superficie y la formación de rebabas. La fijación de material refundido (proyecciones) se suele evitar con una adecuada limpieza y mediante el uso de un material anti-proyección que se puede aplicar con un *spray* antes del corte.

Este proceso de fabricación presenta una serie de ventajas y desventajas, inherentes al fenómeno físico utilizado para el corte, que se pasan a enumerar a continuación⁴²:

- El corte genera una capa refundida en el canto del corte y una zona afectada térmicamente. Se la conoce como refundida, ya que se produce una nueva fusión del material desde su fabricación. Su profundidad depende de parámetros como la potencia, gas de apoyo, frecuencia etc. Aunque no se conoce exactamente las propiedades y composición de dicha capa, se la considera con pobre integridad superficial y bajas propiedades a fatiga. Puede incluso contener microgrietas que podrían penetrar o propagarse dentro del metal. En aplicaciones críticas (superficies sometidas a niveles elevados de fatiga de alto ciclo) debería ser eliminada.
- La zona afectada térmicamente tiene en general propiedades diferentes al material base, debido a que posee una microestructura diferente ya que ha sido sometida a una elevada temperatura durante un cierto tiempo. Su tamaño dependerá de parámetros físicos como la conductividad térmica y el calor específico.
- Las tolerancias, tanto para perfilar una chapa como para taladrar agujeros son elevadas, alcanzándose valores de 0,05 mm e incluso menores en la producción en serie.
- El ancho de la ranura de corte es muy reducido, lo que permite reducir el desperdicio de material al mínimo, y sin restricciones como las originadas por mínimos radios internos en procesos mecánicos.

⁴² JOHN POWELL Ltd, CO₂ Laser cutting, s.f.

- El acabado del corte permite que la pieza se ponga en servicio sin ningún tratamiento posterior, excepto cuando se requiera eliminar la capa refundida.
- Es el proceso que ofrece mayor productividad, con una velocidad de corte que supera los 5000 mm/min para materiales como aceros inoxidables y titanio. Cuanto mayor sea el espesor del material, mayor será la rugosidad del canto de corte y mayor la potencia necesaria para la separación. Para la misma potencia, un aumento de espesor origina una disminución de velocidad.

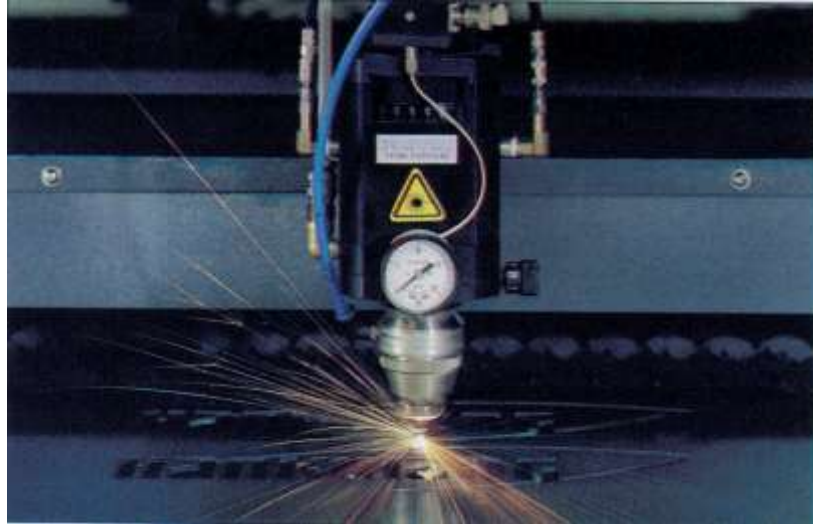


Figura 4.2 – Láser de corte por CO₂

4.1.2 Corte por chorro de agua con abrasivo

Es un proceso de mecanizado donde converge agua a alta presión (4000 bares / 55000 psi) y material abrasivo a través de un orificio de pequeño de diámetro, generando un chorro de agua y material abrasivo a unas velocidades superiores a los 1000 m/s (ver Figura 4.3).

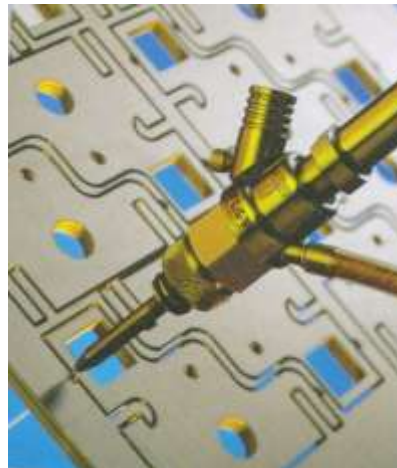


Figura 4.3 – Corte por chorro de agua con abrasivo

La descripción de los equipos que se utilizan para el corte chapa por chorro de agua con abrasivo, se resumen en los siguientes puntos⁴³:

⁴³ FLOW EUROPE S.A, Tecnología de corte con chorro de agua a alta presión, s.f.

- Una mesa con viga autoportante donde van montados los accionamientos y sistemas de guiado. Un tanque de agua para recoger y disipar la energía del chorro y que además dispone de una rejilla que soporta los elementos a cortar.
- Una bomba de alta presión, máquinas robustas y fiables, con tuberías blindadas y válvulas de seguridad que impiden la sobre-presurización.
- Un sistema de control numérico y software CAD/CAM que regula la velocidad de corte de acuerdo con los contornos a cortar.
- Un separador centrífugo de la mezcla abrasivo/agua, que es capaz de recoger el abrasivo en un depósito y reciclar el agua del proceso.

Este proceso de fabricación presenta una serie de ventajas y desventajas, inherentes al fenómeno físico utilizado para el corte, que se pasan a enumerar a continuación⁴⁴:

- El corte no genera capa refundida ni zona afectada por el calor en la chapa.
- El proceso es capaz de cortar y realizar taladros con una precisión de ± 0.1 mm/m y una repetibilidad de ± 0.025 mm.
- Las máquinas presentan en general, una buena calidad de corte, incluso con contornos muy complejos, pudiendo hacer innecesario procesos posteriores de acabado como la eliminación de rebabas. El defecto usual de este corte es la generación de una superficie cónica a la salida del chorro, que modifica el diámetro de los agujeros o el canto de la chapa, y que genera operaciones extras de mecanizado. El efecto anterior aumenta con el espesor y disminuye con la velocidad de mecanizado.
- El ancho de corte puede variar entre 0.5 y 1.25 mm.
- La velocidad de corte depende del material y del espesor de la chapa. Para un acero inoxidable austenítico es aproximadamente de 600 mm/min.
- Puede cortar prácticamente cualquier material sin deformación mecánica y con mínimos esfuerzos verticales u horizontales hasta espesores de 150 mm.
- El proceso no crea vapores tóxicos, ni polvo en suspensión. Además parte del abrasivo y el agua se pueden reciclar.
- Las boquillas de corte generalmente de rubí, se desgastan con el uso adquiriendo una forma elíptica en vez de circular, afectando por tanto a la precisión del corte.
- El coste del corte por agua puede llegar a ser tres veces el coste del láser para chapa fina.

Los parámetros de corte que influyen en el coste del proceso, desde el punto de vista de consumibles / mantenimiento y desde el punto de vista de acabado (rugosidad / conicidad) son:

⁴⁴ ROLLS ROYCE plc, Abrasive water jets. An edge cutting tecnology, The Technical Publications Department, s.f.

- Velocidad de corte.
- Presión.
- Tamaño y tipo de grano.
- Índice de alimentación de abrasivo.
- Diámetro de orificio.
- Diámetro y longitud de tobera.
- Distancia de la boquilla a la chapa.

4.1.3 Corte por electroerosión

Su principio de operación esta basado en la erosión de los metales por descargas eléctricas. Cuando a dos conductores se les permite que se toquen entre si, se produce un arco entre ellos. Mirando de cerca el punto de contacto, se observa que una pequeña porción del metal ha sido erosionada dejando un pequeño cráter (ver Figura 4.4).

El proceso de mecanizado basado en este principio ha sido ampliamente utilizado en el corte de chapa sin embargo en la actualidad esta casi totalmente sustituido por otros procesos de corte más productivos y económicos.

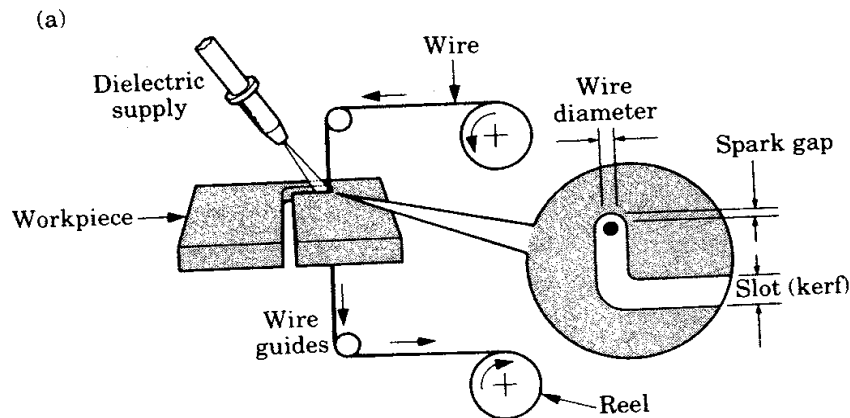


Figura 4.4 - Esquema del corte de chapa por electroerosión

La descripción del proceso que se sigue para la producción del corte chapa por electroerosión, se resumen en los siguientes puntos⁴⁵:

- La eliminación del material se origina por una continua sucesión de descargas eléctricas que saltan entre dos conductores (un electrodo y el metal) en un medio dieléctrico.
- Al sistema formado por el electrodo o hilo, cátodo (-) y la chapa, ánodo (+), se le aplica una diferencia de potencial creciente.
- Al estar separados por un medio dieléctrico, inicialmente no hay paso de corriente. Esa energía se va almacenando en un condensador.
- En el momento en que se supera la tensión de ruptura del dieléctrico, se produce la descarga del condensador generando un arco eléctrico a través del fluido que elimina una pequeña cantidad de material de la pieza. Las descargas son muy

⁴⁵ MECANIZADOS GINES S.A, Mecanizados por electroerosión, s.f.

cortas entre 2 y 2000 μs , estando separadas un intervalo del mismo orden. Los voltajes varían entre 50 V y 380 V, las intensidades entre 0.1 A y 500 A.

- La repetitividad del proceso provoca el corte de la chapa, parte del material eliminado pasa al dieléctrico.

Esta herramienta de corte está compuesta de los siguientes componentes o partes básicas:

- Un hilo que suele ser de latón (aleación de cobre zinc), cobre o tungsteno con un diámetro de que puede variar entre 50 y 300 micras, lo que permite cortes muy estrechos. La elección del electrodo o hilo queda sujeta al tipo de operación, desbaste, acabado y al material que se va a cortar. Una vez finalizada la operación de corte, ya sea desbaste o acabado es desechado.

La distancia entre el hilo y la chapa es crítica (*gap*) por lo que hay servomecanismos que mantiene esta distancia constante. El cable debe tener una suficiente resistencia a rotura así como una elevada conductividad eléctrica para desalojar los restos producidos durante el corte. El hilo viaja perpendicularmente a la chapa a una velocidad de 150 a 9000 mm/min manteniendo siempre la misma separación durante el corte.

- El fluido dieléctrico puede ser agua desmineralizada, aceites minerales o queroseno. Actúa como un aislante hasta que el potencial es suficientemente alto, como medio que transporta los restos del mecanizado (virutas) y como refrigerante. El voltaje de ruptura del dieléctrico depende de su temperatura y de la cantidad de residuos que contiene suspendidos. Cuando estos valores de temperatura y contaminación aumentan, el material eliminado disminuye, por lo que es necesaria una adecuada filtración y refrigeración.

Este proceso de fabricación presenta la siguiente serie de ventajas, desventajas y capacidades, inherentes al fenómeno de electroerosión, que se pasan a enumerar a continuación:

- El corte genera capa refundida y zona afectada térmicamente aunque la capa refundida es ligeramente inferior a la del corte por láser. Se incrementa cuanto mayor es el índice de eliminación de material. El proceso de eliminación de la capa refundida será función del espesor a suprimir. Se utilizarán técnicas de chorreado, cuando sus dimensiones sean menores a 30 μm . Si es del orden de 0.15 mm se utilizará piedra de esmerilar o fresas de mano que no garantizan el control total del proceso. También pueden utilizarse mecanizados convencionales que incrementan notablemente el coste final del componente.
- Es un proceso capaz de cortar con una precisión de 0.025 mm, dejando los bordes bien definidos sin rebabas y totalmente perpendiculares.
- La mesa de la máquina tiene una longitud de entre 300 y 500 mm siendo más pequeñas que en los casos de láser y el corte por chorro de agua con abrasivo.
- La rugosidad superficial es mayor si se aumenta la densidad de corriente y se disminuye la frecuencia de los arcos.

4.1.4 Comparación de procesos de corte

En la tabla 4.1 se resume las diferencias más relevantes entre los tres procesos de corte enumerados anteriormente, que además son los de más común aplicación en la industria aeronáutica para el corte de chapa.

	Láser	Chorro de agua	Electroerosión
Capa Refundida	SI	NO	SI
Precisión	0.05- 0.1 mm	±0.1 mm	0.025 mm
Ancho de corte	0.1 mm	0.1 – 0.25 mm	0.31 mm
Calidad de corte	EXCELENTE	BUENO (efecto cónico)	EXCELENTE
Velocidad	4000- 6500 mm/min	300 – 600 mm/min	60 mm/min
Capacidad de corte	Hasta 7 mm	150 mm (<i>stack</i>)	200 mm (<i>stack</i>)
Coste	BAJO	MEDIO	ALTO
Esfuerzos en chapa	NINGUNO	NINGUNO	NINGUNO
Ecológica	BUENO	EXCELENTE	BUENO
Mesa De trabajo	2500 x 1250 mm	2000 x 2000 mm	300 x 500 mm

Tabla 4.1 – Comparativa de procesos de corte de chapa

4.2 Métodos de deformación

La cantidad de soportes de chapa que forman el revestimiento de un motor, supera el 80 % del total de soportes (chapa + mecanizados) y cuando se trata de soportes para tuberías prácticamente se habla del 100%. Por ejemplo, en el Trent 900 hay del orden de 340 componentes de chapa, con 170 *Part Numbers* distintos de un total de 380 soportes, y con un coste aproximado en fase de producción de casi 21.000 dólares.

Al ser los componentes tan numerosos y dispares habrá que elegir un proceso de conformado que sea lo más flexible y económico posible. En la mayoría de las ocasiones este proceso es el que utiliza la plegadora (*press brake*) como herramienta para realizar los doblados de la chapa aunque en ocasiones, debido al complicado del diseño requerido, se puede recurrir a la prensa de deformación hidrostática (*hydrofrom*).

La plegadora permite, con punzones y matrices standards, conseguir formas complejas apenas sin inversión en utillaje y a un ritmo de producción plenamente aceptable.

La prensa de deformación hidrostática presenta ventajas de productividad y mejores capacidades de fabricación que la plegadora. Esto la hace la opción más

económica cuando se fabrican miles de piezas iguales (con un grado moderado/alto de complejidad en su diseño), como ocurre por ejemplo en la industria del automóvil.

El uso de prensas obligaría a que para cada diseño se fabriquen sus correspondientes troqueles y punzones lo que originaría un desembolso muy importante en utillaje y por tanto, cualquier cambio en el diseño significaría nuevos útiles con el incremento de coste correspondiente.

4.2.1 Plegadora

Antes de introducirse las capacidades del proceso de plegado, cabe mencionar aquí que la capacidad de deformación por plegado disminuye al aumentar el límite elástico de los materiales. Se requiere por tanto, mayor potencia para conformarlos, lo que puede dar lugar a grietas y a incrementar el fenómeno de recuperación elástica (*springback*) que se produce posterior al doblado.

Cuando los valores del límite elástico y la resistencia a rotura están muy próximos, el material es poco dúctil y el rango de trabajo es más estrecho siendo más probable la formación de grietas.

También fenómenos físicos de los materiales como es la anisotropía (orientación preferible de los granos debido al alineamiento de dislocaciones, impurezas etc.) influye en la capacidad de deformación. Se adquiere durante el proceso de fabricación de la materia prima normalmente mediante laminado. En el caso de requerirse doblados severos o cuando los materiales han sido endurecidos por acritud, el doblado se realiza perpendicularmente a la dirección de laminado (dirección de la fibra) con el fin de disminuir las tensiones y evitar la formación de grietas.

La presencia en la chapa de marcas o muescas requieren de su eliminación, antes de cualquier proceso de conformado sobre todo en titanio o sus aleaciones debido a la susceptibilidad que este material ofrece a entalla. Es por lo que generalmente se realiza un pulido de la superficie de este metal antes de comenzar con las operaciones de doblado.

Debido a que todos los materiales tienen un módulo de elasticidad finito, la deformación plástica es seguida de cierta recuperación elástica cuando la carga desaparece. El efecto produce un ángulo más pequeño y un radio de doblado mayor. Generalmente, aumenta al incrementarse la relación R/t , el límite elástico y al disminuir el módulo de elasticidad y disminuye al aumentar la temperatura de deformación. El método más utilizado para compensarlo es sobredoblando la chapa. Por ejemplo, la mayoría de los suministradores suelen doblar la chapa entre 92-94° para conseguir un ángulo final de 90°.

El procedimiento de funcionamiento para el doblado de chapa por plegado, el que más ampliamente se utiliza en la industria, se puede resumir en los siguientes puntos⁴⁶:

- La pieza de trabajo se sitúa sobre una matriz en forma de V y es presionada hacia su interior por un punzón que es accionado por la máquina originando la deformación plástica de la chapa.
- Al realizar un doblado en la plegadora como en cualquier otro proceso similar, la parte interior del material se ve sometida a compresión mientras que la parte exterior a tracción, generándose un gradiente de esfuerzos (tracción-compresión)

⁴⁶ TRIUMPF Ltd., Tecnología de prensa plegadora, s.f.

a lo largo del espesor que van disminuyendo hacia la línea neutra, donde no se experimenta ni contracción ni dilatación.

- Debido al efecto *Poisson*, el ancho de la pieza en la región exterior es menor que en la región interior siendo este último inclusive mayor que el ancho original de la pieza.
- La distancia final entre el punzón y la matriz determina el ángulo de doblado (ver Figura 4.5).
- El radio de doblado final de la chapa es aproximadamente igual que el radio del punzón en el doblado libre (ver Figura 4.5).

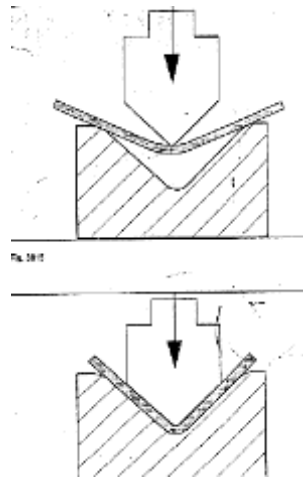


Figura 4.5 – Principio de funcionamiento de una plegadora de chapa

- El ancho de la matriz es función del radio de doblado que a su vez depende del material, espesor y del ángulo de doblado, suele expresarse dicho radio como una función del espesor. Condiciona también la fuerza necesaria para producir la deformación plástica, cuanto más pequeño sea el ancho, más fuerza será requerida.
- La longitud de la pieza a doblar está limitada por las dimensiones de la propia máquina.
- Normalmente la deformación se realiza en frío (temperatura a ambiente), sin embargo para materiales con pobre ductilidad se puede realizar en caliente. Es el caso de algunas aleaciones de titanio.

La deformación de una chapa durante el doblado, en términos de su elongación por su doblado, responde teóricamente a la siguiente expresión⁴⁷:

$$e = 1/[(2R/t)+1]$$

Donde:

- e es el alargamiento
- R es el radio de doblado.
- t es el espesor de la chapa.

⁴⁷ TRIUMPF Ltd., Contents of metal handwork. Press-brake forming, s.f.

Cuando R/t disminuye (radio de doblado es más pequeño) la resistencia en la fibra exterior se incrementa y el material puede llegar a romper (ver Figura 4.6).

El mínimo radio de doblado es el radio más pequeño en el que una pieza puede doblarse sin que aparezcan grietas en su superficie exterior. Se expresa en términos de espesor t , $1.5t$, $2t$, $3t$ etc. Por tanto $1.5t$ indica que el radio más pequeño en el que una chapa puede ser doblada sin agrietarse es 1.5 veces su espesor.

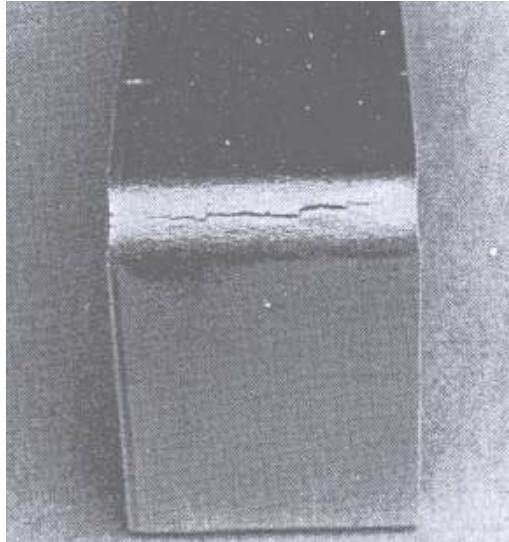


Figura 4.6 – Principio de funcionamiento de

A modo de ejemplo, las norma ciertas normas⁴⁸ especifican los radios mínimos para chapas de espesor máximo de 3.20 mm. Está norma tiene en cuenta a su vez si el ángulo de doblado es mayor o menor de 90° y para el caso del titanio, el propio espesor de la chapa. Contempla además el mínimo espesor de chapa que es aceptable después de la deformación plástica para simples doblados, esté será el 90% del mínimo espesor en el que la chapa puede ser obtenida. Con el fin de estandarizar el utillaje, los diseñadores deberán utilizar bajo las mismas condiciones los mismos radios de doblado.

El desarrollo real de una pieza doblada, es decir, la longitud de su sección una vez desdoblada podrá calcularse con mucha aproximación si se conoce la posición de la línea neutra (*neutral axis*), debido a que esta no sufre elongación durante el proceso de conformado.

La posición de la línea neutra a lo largo del espesor, depende del radio y del ángulo de doblado según la mecánica de materiales y su desarrollo se puede expresar como una función de ambos parámetros, como se muestra a continuación:

$$LN = \alpha (R + kt)$$

Donde:

α es el ángulo de doblado en radianes

R es el radio interno de doblado

k define la posición de la línea neutra con respecto al radio

t es el espesor de la chapa

⁴⁸ ROLLS ROYCE plc, JDS1410.01 Sheet metal bend radii, The Technical Publications Department, s.f.

Como una guía práctica, el valor de k es de 0.33 si $R < 2T$ y de 0.5 si $R > 2T$. Los valores utilizados por los fabricantes difieren de lo anterior:

Puede ocurrir que cada determinado fabricante utilice sus propios parámetros para el doblado basados en su experiencia propia. Así por ejemplo cabe mencionar que *Farsound* da al parámetro k un valor de 0.35 para el acero, 0.39 para el Titanio y 0.42 para el aluminio.

4.2.1.1 Recomendaciones de diseño y efecto en el coste

Las reducciones de costes más significativas en la fabricación de soportes de chapa, se producen cuando se mantienen al mínimo las operaciones de doblado, cuando no se requieren después del doblado procesos extras de mecanizado (generalmente con sierra y abrasivo) y cuando se evitan cualquier tipo de soldaduras⁴⁹.

A continuación se hace un resumen de las recomendaciones generales a tener en cuenta a la hora de realizar un diseño de un nuevo soporte:

1. Si la distancia desde el eje de doblado hasta el borde de la chapa es menor que la mitad del ancho de la matriz más una unidad, no sería posible el doblado ya que parte del material caería al fondo de la misma. Habría que dejar extra material para realizar el doblado y finalmente eliminarlo mediante mecanizado.

2. Cuando se dobla una pieza en la plegadora se utilizan topes que son paralelos al eje de doblado, estos pueden coincidir con los bordes de la pieza, en una situación ideal, o por el contrario han de ser añadidos al desarrollo y eliminados una vez que la pieza es conformada. Aunque el incremento de coste no es tan importante como en el caso anterior, siempre que sea posible se deberán usar los bordes propios como topes en el doblado.

3. En algunos casos, el uso de soldaduras puede incrementar el coste de un soporte en una cantidad desproporcionada con respecto a su valor funcional. El incluir una soldadura en un proceso de fabricación requiere de instrucciones de trabajo, transporte de y desde el área de soldadura, test de grietas, etc. Según la fuente de información de diferentes fabricantes, la relación aproximada del coste entre una pieza doblada y soldada y la misma pieza sin soldar puede llegar a ser tan alta como en una relación de 10 a 1.

En el caso de que la soldadura no pueda ser evitada se deberá usar la forma más simple, por ejemplo la soldadura TIG, la soldadura por resistencia requiere de maquinaria especializada y es menos usual que las compañías fabricantes de soportes disponga de ella, además de ser menos ligera.

4. Mediante un diseño cuidadoso, evitar el uso de tolerancias estrictas siempre que se pueda. Es fácil conseguir por los suministradores las siguientes tolerancias:

Diámetros de agujeros con tolerancia ± 0.1 mm.

Ángulos de $\pm 1^\circ$

Tolerancias de posición de ± 0.4 mm.

⁴⁹ ROLLS ROYCE plc, JES275 Generic specification for the manufacture of CAD model brackets and bracket assemblies, The Technical Publications Department, s.f.

5. No se deben diseñar soportes demasiados robustos, cuando su función va a ser solamente aguantar clips de tuberías. Es mejor incrementar el espesor de la chapa que aumentar la resistencia a partir de soldaduras (refuerzos). Para mayor claridad ver las Figura 4.7 y 4.8.

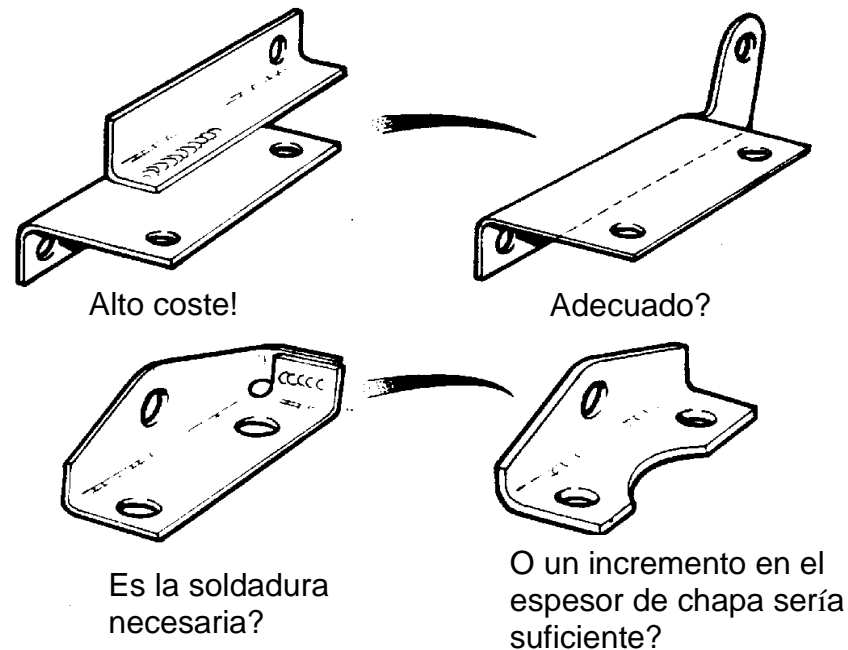


Figura 4.7 – Evitar soldaduras mediante otros cambios en el diseño

En un soporte montado sobre inserto en carcasa, no es necesario proporcionar un doblado adicional para aumentar la rigidez del conjunto

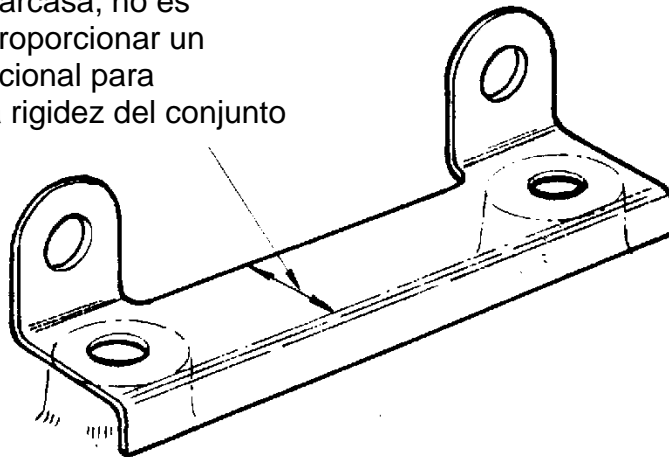


Figura 4.8 – Condiciones de contorno para la simplificación de soportes

6. Se recomienda, en general utilizar un soporte más grande y complicado que un conglomerado de pequeñas piezas cercanas. Sin embargo, es adecuado realizar una valoración estimativa de costes cuando la complejidad de la pieza única sea elevada.

7. Minimizar el número de P/N utilizados. El incremento de soportes iguales reduce el coste.

8. Detallar los planos lo más sencillamente posible, de tal manera que se facilite la fabricación y la inspección del componente.

9. Añadir un nuevo agujero a un soporte debido a una modificación en el diseño no tiene por que ser realizado mediante soldadura al componente original, el remachado puede ser menos caro, más simple y rápido (ver Figura 4.9).

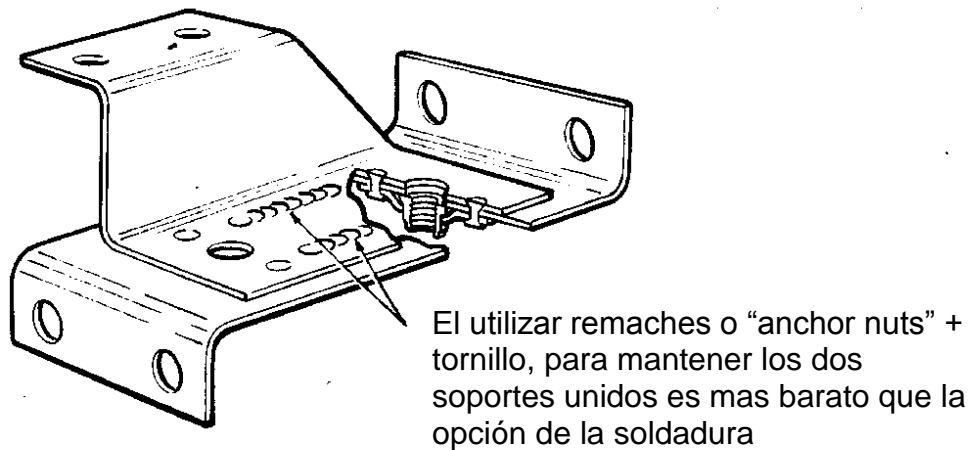


Figura 4.9 – Evitar soldaduras con remaches o uniones atornilladas

10. En el caso de que se tenga que doblar una aleta o apéndice (*tab*) en una pieza, el doblado se realizara siempre por encima del agujero de alivio, el ancho de la ranura podrá ser como mínimo de 0.25 mm y el agujero deberá ser mayor de 3 mm de diámetro.

11. Doblado con distintas formas de arista:

- La línea de doblado no debe transcurrir por el contorno de la otra arista de doblado ya que se impide el estiramiento en la zona de doblado y se originan fisuras (ver figura 4.10 a).
- Se han de evitar cantos oblicuos en el borde de doblado (ver figura 4.10 b).
- En lugar de cortar una arista de doblado corta "y" resulta más conveniente traspasar el canto de la otra arista "x" (ver figura 4.10 c).
- En lugar de la arista de doblado corta "y" se recomienda llevar la abertura al borde de doblado (*Siempre hay que estar fuera de la zona afectada por el doblado*) (ver figura 4.10 d).

12. Las piezas con repliegue (*joggle*) podrán realizarse en la plegadora mediante útiles especiales siempre que los radios no se toquen, en caso contrario deberán utilizarse prensas. Los bordes se cortan según plano después del conformado.

13. Evitar el uso de soldaduras mediante la inclusión de soportes adicionales, cuando la integración de una solución en uno solo, o bien implementando

espesores de chapa mayores o bien introduciendo una orejeta adicional, no tienen suficiente resistencia mecánica (ver Figura 4.11).

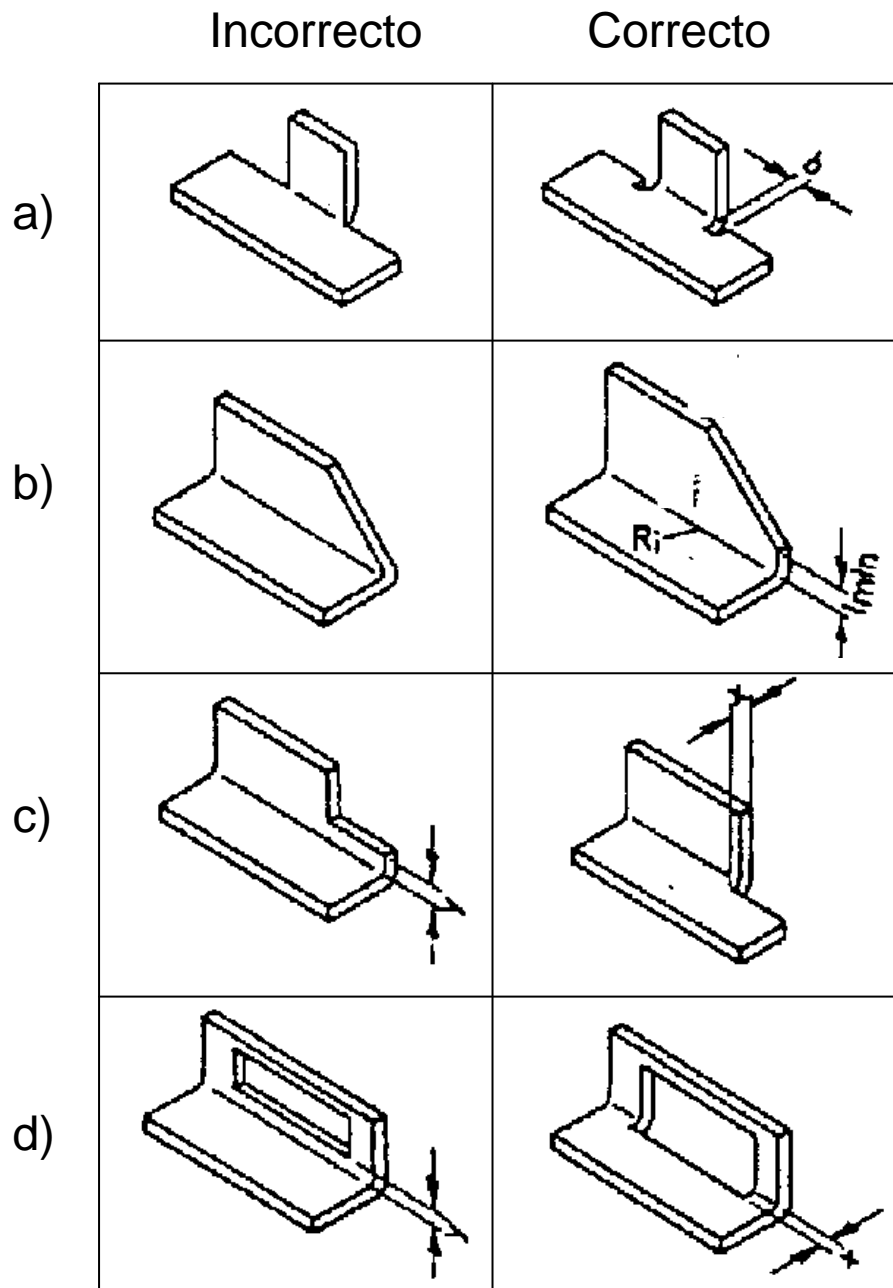
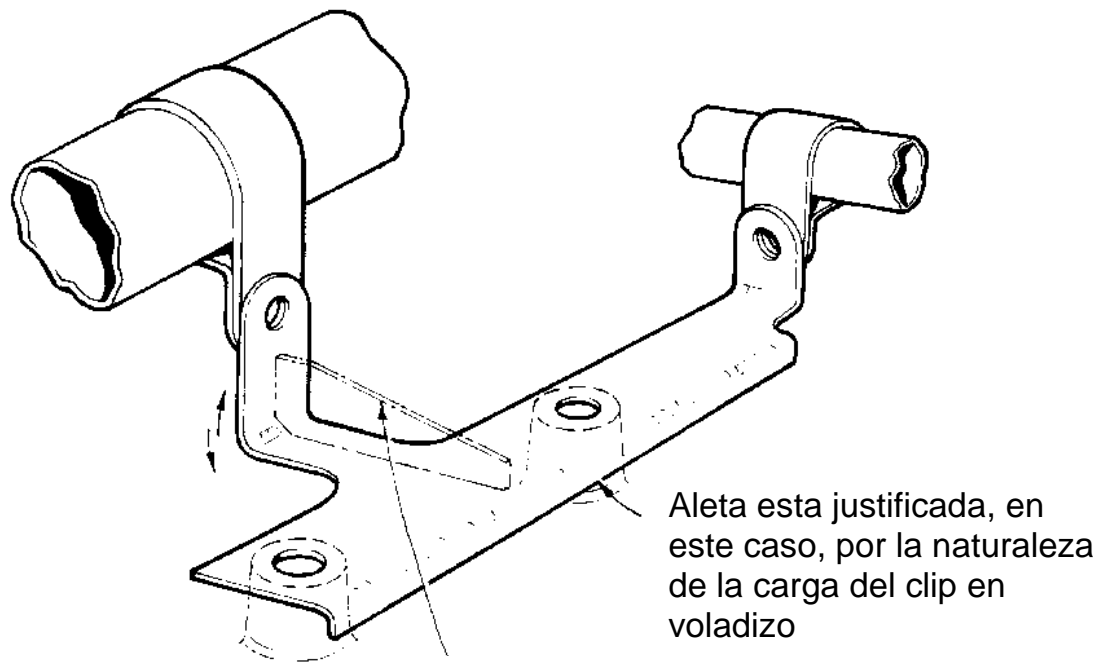
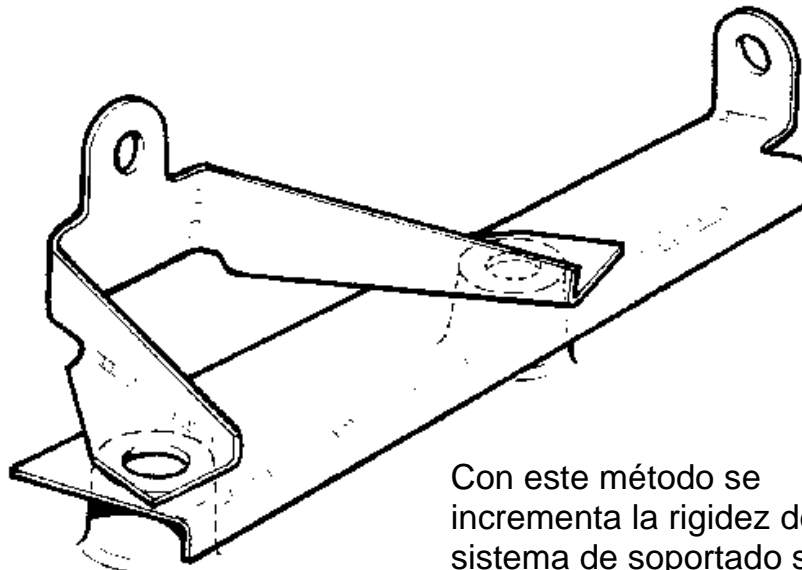


Figura 4.10 – Doblado con distintas formas de arista



Cualquier intento de añadir un refuerzo vertical sería inestable o requeriría la inclusión de soldaduras.



Con este método se incrementa la rigidez del sistema de soportado sin la necesidad de soldadura

Figura 4.11 – Soportes de chapa adicionales para eliminar soldaduras

4.2.2 Deformación hidrostática

La deformación hidrostática o *hydroform* es un método alternativo de conformado, que aprovecha la maleabilidad de los metales para obtener productos con formas y propiedades impensables con una plegadora tradicional (ver Figura 4.12). Cuenta con las siguientes ventajas adicionales sobre la plegadora⁵⁰:

- Obtener componentes complejos sin necesidad de soldaduras.
- Reducir costes en materia prima, ya que al poder controlar los espesores se utiliza solo la cantidad necesaria y al no existir rozamiento no hay tampoco desperdicio.
- Ahorrar procesos de acabado y controles posteriores, ya que se evitan, pliegues y ralladuras.
- Conseguir que todas las piezas fabricadas sean idénticas, con tolerancias de fabricación más ajustadas, al reducir la intervención de un operario al mínimo.
- Reducir los procesos de fabricación, ya que puede suceder que en un mismo proceso se pueden fabricar varias piezas, reduciendo los tiempos de producción y el coste final.



Figura 4.12 – Componentes fabricados con prensa de deformación hidrostática

⁵⁰ CHELTENHAM TOOLS Ltd., Fluid form process, s.f.

El principio básico de funcionamiento se basa en la utilización de un fluido, el cual está contenido en un tanque o depósito, como matriz flexible. Durante el proceso de deformación el punzón rígido avanza hacia el fluido y la chapa, en continuo contacto con este fluido, es envuelta gradualmente por la matriz flexible. Durante este proceso la presión del fluido esta controlada, reduciendo así los efectos negativos como son la formación de arrugas en el material, las roturas y las pérdidas excesivas de espesor.

La contención del fluido se lleva a cabo mediante un diafragma de goma que a elevadas presiones se puede considerar como una extensión del propio fluido.

El proceso de deformación hidrostática presenta la siguiente serie de ventajas, desventajas y capacidades, que se pasan a enumerar a continuación:

- Un único útil rígido (el punzón).
- La presión se distribuye uniformemente a lo largo de la pieza.
- El espesor de la pared se mantiene controlado y se pueden conseguir buenas tolerancias de fabricación.
- El proceso es muy repetitivo lo que asegura consistencia en las dimensiones finales.
- En el proceso se pueden utilizar una amplia gama de materiales, desde el aluminio, aceros inoxidables, titanio y aleaciones de titanio en incluso inconel.
- El radio de doblado utilizado es algo mayor que en la plegadora. A modo de ejemplo mencionar que para un espesor de chapa de 1.6 mm de acero inoxidable, la plegadora utiliza un radio mínimo de doblado de 3.2 mm mientras que esta tecnología alcanza un valor mínimo de 5 mm.
- Índices de deformación muy elevados, pudiendo alcanzar valores de 3:1.

En función del componente a conformar los procesos de deformación hidrostática pueden ser como se muestran en la Figura 4.13.

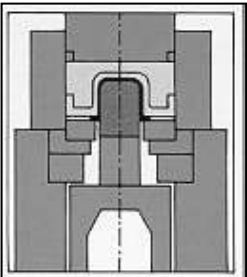

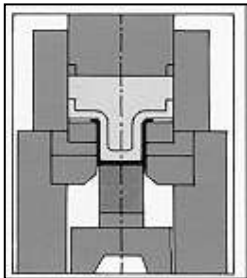

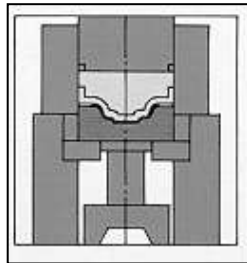

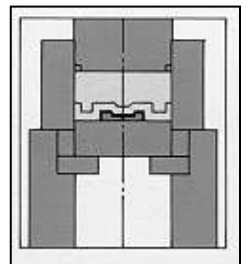
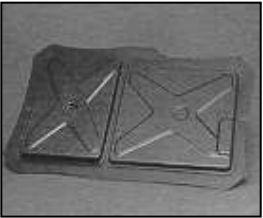
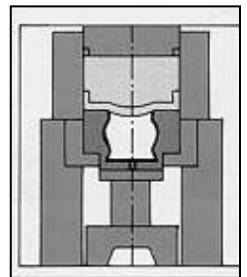

	<p>Punch Forming: Para conformado de piezas de moderada y gran profundidad</p>	
	<p>Negative Punch Forming: Similar al anterior, pero para desarrollos con tolerancias más finas.</p>	
	<p>Cavity die Forming: Para conformado de componentes con formas irregulares de moderada profundidad.</p>	
	<p>Male die Forming: Componentes con poca profundidad y formas complejas.</p>	
	<p>Expansion Forming: Conformado de componentes con preforma.</p>	

Figura 4.13 – Procesos de deformación hidrostática

4.3. Soldadura

A continuación vamos a describir el métodos más utilizado para la soldadura en elementos de soportado que es la soldadura TIG, el soldeo fuerte o *brazing* y la soldadura por inducción.

4.3.1 Soldadura TIG

Se conoce como soldadura TIG (*Tungsten Inert Gas*) al procedimiento de soldeo por arco bajo gas protector con electrodo no consumible. Utiliza como fuente de energía un arco eléctrico que se establece entre el electrodo y la pieza a soldar mientras que un gas inerte protege el baño de fusión. También se le denomina GTAW (*Gas Tungsten Arc Welding*). El wolframio y tungsteno son dos denominaciones para el mismo metal cuyo símbolo en la tabla periódica es W⁵¹.

El proceso de soldadura TIG se puede utilizar para el soldeo de numerosos materiales, incluido el aluminio, magnesio y materiales sensibles a la oxidación como el titanio, el circonio y sus aleaciones.

Puesto que el proceso presenta soldaduras de alta calidad, elevada pureza metalúrgica, exentas de defectos y buen acabado, si se realizan correctamente, es ideal para la industria aeroespacial. Para espesores donde el método de soldadura TIG no es recomendable por su coste, es utilizado para realizar la pasada de raíz.

El proceso de soldadura TIG presenta las siguientes ventajas:

- La soldadura presenta un arco estable y concentrado que permite unos acabados de alta calidad.
- Al no existir transporte de metal en el arco, no se producen proyecciones ni escorias.
- Se puede producir una soldadura utilizando metal de aporte o no.
- El proceso presenta una alta velocidad de soldeo.
- Este tipo de soldadura no requiere una fuente de energía excesivamente cara.

Y también la siguiente lista de limitaciones:

- La calidad de la soldadura recae en gran medida en la habilidad del operario soldador.
- No resulta económico para espesores de material relativamente grandes (6mm).
- La presencia de corrientes de aire resulta difícil proteger adecuadamente el baño.

El arco eléctrico es una descarga de corriente continuada entre dos conductores (electrodo y pieza), separados ligeramente por un gas inerte que se hace conductor.

⁵¹ INSTITUTO PARA LA FORMACION DE ACTIVIDADES PRACTICAS, Soldadura TIG, Madrid, 1998

Para que el gas sea conductor, hay que separar sus átomos en iones y electrones mediante un proceso de ionización, que se produce al chocar los electrones que salen del electrodo con el gas. A este gas conductor se le denomina plasma por estar altamente ionizado con una temperatura aproximada de 3000° C.

El procedimiento más simple para aportar la energía necesaria, es calentar el electrodo a una temperatura muy elevada. Por ello el método corriente para cebar un arco, (iniciar un arco) es establecer un cortocircuito entre la pieza (terminal positivo o ánodo) y electrodo negativo (cátodo), separando ahora el electrodo bastan unos pocos voltios para que se establezca el arco.

Los electrones siguen su camino hacia el ánodo mientras que los iones se dirigen hacia el cátodo al que ceden su energía cinética transformándola en calor y manteniendo la temperatura del cátodo para que sigan emitiendo electrones. Como parte de la energía se consume en la emisión de electrones, el cátodo está más frío que el ánodo.

Se conoce como longitud del arco a la distancia desde el centro del electrodo a la superficie de la pieza. Se puede emplear corriente continua o alterna para establecer el arco entre el electrodo y la pieza a soldar. En el caso de corriente continua se puede conectar el cátodo al electrodo y el ánodo a la pieza (polaridad directa) o el cátodo a la pieza y el ánodo al electrodo (polaridad inversa). La polaridad directa presenta mejores soldaduras con cordones estrechos con gran penetración y grandes temperaturas en el material a soldar.

En corriente alterna, se presentan disminuidas las ventajas de las dos polaridades, efecto autodecapante del baño en polaridad inversa y protección de electrodo en polaridad directa, por lo que se utiliza para aleaciones ligeras como las de aluminio y magnesio.

A continuación se pasan a describir el equipo de soldeo básico y las técnicas de operación para la ejecución de una soldadura TIG.

4.3.1.1 Equipos de soldeo

En este apartado se pasa a describir el equipo básico para producir una soldadura TIG⁵². Este consta de una fuente de energía o de alimentación, un portaelectrodo, electrodo, cables de soldeo, botellas de gas inerte y mangueras para la conducción de gas y en algunos casos de agua:

- Fuente de energía

Con el fin de que la corriente de soldeo no se vea afectada por la longitud del arco, presenta una característica de intensidad constante. La fuente de energía durante el soldeo se controla con un dispositivo de control remoto activado con el pie o con la mano en el portaelectrodo.

- Portaelectrodo

La misión del porta-electrodo es la de conducir la corriente y el gas de protección hasta la zona de soldeo. Este puede ser de refrigeración natural (aire) o refrigeración forzada (circulación de agua). Los primeros se usan para espesores finos y con bajas intensidades, mientras que los segundos con intensidades superiores de 150 a 200 Amperios.

⁵² GERMAN HERNANDEZ S.L, Manual del soldador, Madrid, 2003

- Electrodo

El electrodo se sujeta mediante una pinza al conjunto, el gas de protección llega hasta la zona de soldeo a través de una tobera cerámica que dirige y lo distribuye sobre la zona de soldeo.

La misión del electrodo es mantener el arco sin aportar material al baño de fusión. Por este motivo y para evitar su desgaste es muy importante que tenga un alto punto de fusión. Esta es la razón por la que al utilizar corriente continua, se suele conectar al polo negativo pues permanece más frío, que al conectarlo al positivo.

En general se emplean tres tipos diferentes de electrodos, clasificados en función de su composición: Wolframio puro (3000° Punto de fusión P.F), Wolframio aleado con torio (4000°C P.F) y Wolframio aleado con circonio (3800°C P.F).

Estos elementos estabilizan el arco, aumentan la emisividad de electrones favoreciendo el encendido y reencendido del mismo. Además permiten utilizar mayores intensidades de corriente al elevar el punto de fusión del electrodo, evitando que se deteriore el electrodo y contamine el baño. Así, a continuación en la Tabla 4.2.

Tipo de electrodo	Tipo de corriente	Aplicación común	Geometría del extremo
Wolframio puro	c.a	Aluminio, Magnesio	Redondeada
Wolframio-Torio	c.c	Inoxidables, Ti, Cu	Afilada
Wolframio-Circonio	c.a (generalmente)	Aluminio, Magnesio	Redondeada

Tabla 4.2 – Comparativa de electrodos

- Material de aportación

El material de aportación no es siempre necesario cuando se sueldan piezas delgadas de menos de 3 mm utilizando una preparación de bordes rectos o levantados.

Cuando sea necesario y con el fin de obtener uniones sin defectos, es imprescindible, que el material este libre de contaminaciones (polvo, humedad, suciedad), debiendo por tanto mantenerse en su paquete hasta el momento de usarse.

Puesto que el TIG es un proceso que no produce escorias y se realiza bajo una atmósfera inerte que no provoca reacciones en el baño, el material de aportación tendrá básicamente una composición química similar al material base.

- Gases de protección

La función primordial del gas es evitar que el metal, el baño de fusión y el electrodo se oxiden o contaminen con impurezas. Si el aire entra en contacto con el metal fundido, el O₂ del aire reaccionará con el material produciendo óxidos, el N₂ puede causar porosidad y la humedad del aire grietas y porosidad.

Otra función importante es la de ionizarse para permitir el establecimiento del arco y la formación de la columna de plasma, una vez que el gas contacta con la pieza se combina de nuevo y aporta la energía de ionización al componente. Los gases que se utilizan son el argón, helio, mezclas de argón y helio, mezclas de argón e hidrógeno y mezclas de argón, helio e hidrógeno.

4.3.1.2. Técnicas de preparación de la unión, soldadura manual y defectos típicos

Mediante la preparación de la unión se facilita el acceso a la raíz permitiendo suficiente espacio para el manejo del electrodo. Hasta espesores de 3.25 mm pueden cortarse a escuadra y soldarse por un solo lado con penetración total. Para espesores hasta 6 mm la soldadura por un solo lado puede fallar, por lo que es mejor dejar un ligero espacio entre las chapas y soldar por ambos lados.

Para espesores mayores se requiere una preparación de bordes debido a que no se logra fusión completa de un modo eficaz. Estas pueden ser en forma de V, que ocasionan considerable distorsión. En forma de X se reduce el metal de aportación a la mitad, aunque aumenta el coste de preparación. En U o en J se necesita menos material de aportación lo que disminuye el aporte térmico y las deformaciones⁵³.

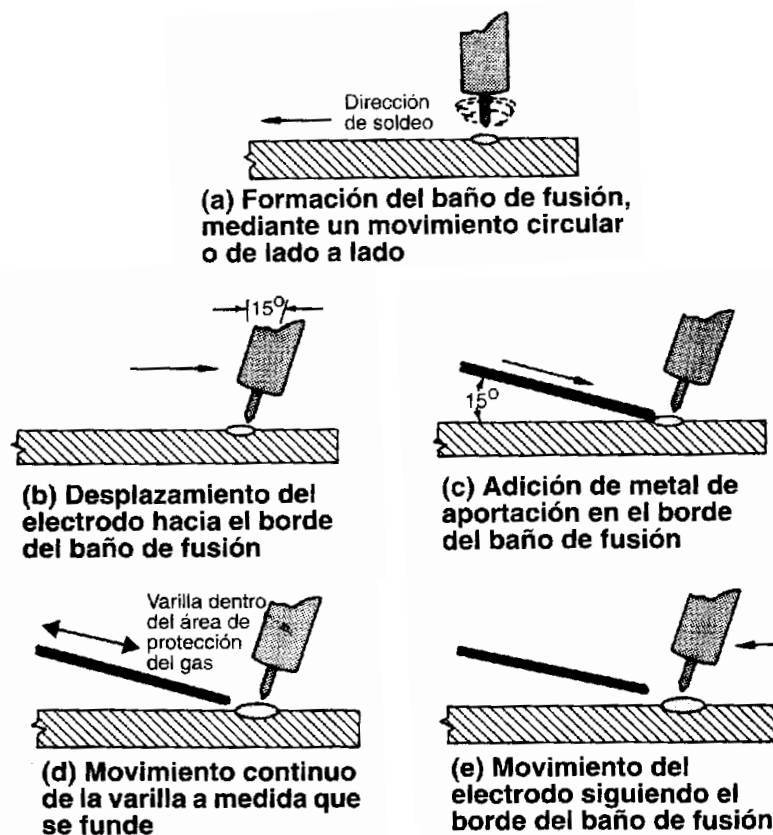


Figura 4.14 – Pasos para producir una soldadura TIG

La soldadura TIG se suele realizar de manera manual, es por ello que la pericia del operario soldador es de vital importancia a la hora de conseguir una soldadura

⁵³ JOHNSON MATTHEY Ltd., Metal Joining, s.f.

de alta calidad. En la figura 4.14 se muestra los pasos básicos a seguir con los útiles de soldeo para producir una soldadura TIG de manera eficiente.

Debido a que la calidad final de la soldadura depende de la pericia del soldador, no es lo suficientemente inusual encontrar defectos. Estos defectos suelen ser típicos en la soldadura los seis defectos más comunes en este proceso son^{54, 55}:

- Falta de penetración. (Figura 4.15)
- Mordedura. (Figura 4.16)
- Falta de fusión en los bordes. (Figura 4.17)
- Porosidad. (Figura 4.18)
- Inclusiones de wolframio y óxidos. (Figura 4.19 y Figura 4.20)
- Raíz oxidada. Debida a falta de protección en la raíz. Se evita utilizando gas de respaldo (lado contrario de la soldadura).


Defecto: Falta de penetración en raíz
<p>Aspecto: Entalla o rendija en raíz.</p> <p>Causas:</p> <ul style="list-style-type: none">- Nivel de corriente demasiado bajo- Velocidad de soldeo demasiado alta.- Incorrecta preparación de la unión.- Arco demasiado largo. 
<p>Aspecto: Raíz cóncava.</p> <p>Causas:</p> <ul style="list-style-type: none">- Nivel de corriente demasiado bajo- Velocidad de soldeo demasiado alta.- Incorrecta preparación de la unión.- Arco demasiado largo.

Figura 4.15 – Defecto por falta de penetración en la raíz

⁵⁴ ROLLS ROYCE plc, JDS5051.01 Grouping and examination of welds, The Technical Publications Department, s.f.

⁵⁵ ROLLS ROYCE plc, JES119 Grouping and Examination of Welds. Military and Civil Engines, The Technical Publications Department, s.f.


Defecto: Mordedura
<p>Aspecto: Canal a lo largo del borde de la</p> <p>Causas:</p> <ul style="list-style-type: none">-Nivel de corriente demasiado alta.-Velocidad de soldeo demasiado alta.-Pistola inclinada lateralmente.  A cross-sectional diagram of a butt joint weld. The weld metal is shown in the center, and the base metal is on either side. A deep, V-shaped groove, known as a burn-through, is visible along the bottom edge of the weld, extending through the base metal.

Figura 4.16 – Soldadura mordida


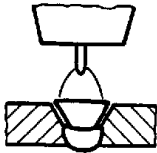
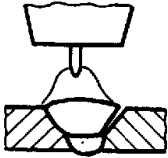
Defecto: Falta de fusión en los bordes
<p>Aspecto: Normalmente no visible, detectable por Ensayo No Destructivo (END).</p>  A cross-sectional diagram of a butt joint weld. The weld metal is in the center, and the base metal is on either side. There is a visible gap between the weld metal and the base metal at the edges, indicating incomplete fusion.
<p>Causas:</p> <ul style="list-style-type: none">-Nivel de corriente demasiado bajo-Velocidad de soldeo demasiado alta.  A diagram showing a torch or welding head positioned over a butt joint. The torch is tilted at an angle, not perpendicular to the joint, which is incorrect for proper fusion.
<ul style="list-style-type: none">-Angulo de portaelectrodo incorrecto.-Posición no centrada respecto a los bordes.  A diagram showing a torch or welding head positioned over a butt joint. The torch is not centered over the joint, leading to uneven heating and incomplete fusion at the edges.
<ul style="list-style-type: none">-Incorrecta preparación de la unión.-Diámetro de la varilla excesivo para el espesor de chapa a soldar.-Limpieza insuficiente.

Figura 4.17 – Defecto por falta de fusión en los bordes

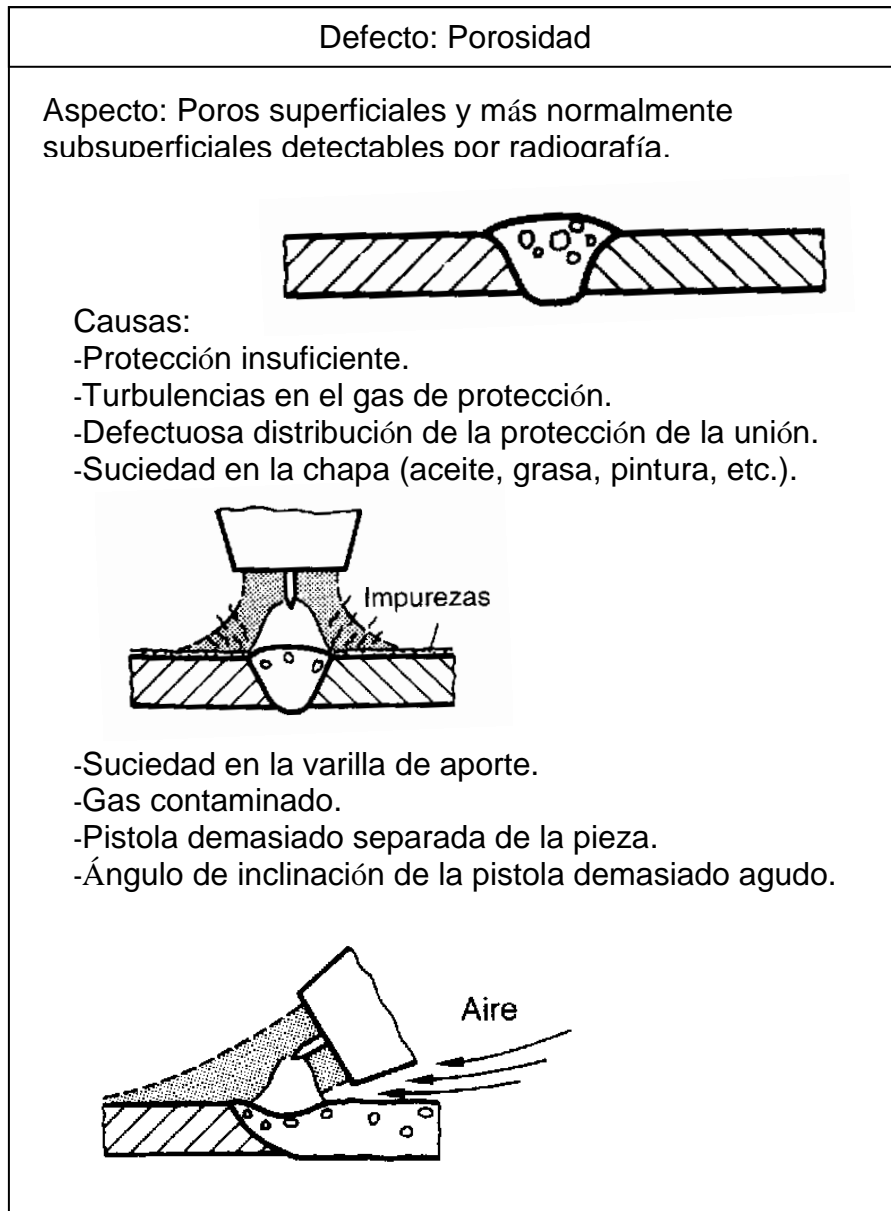


Figura 4.18 - Defecto por porosidad en la soldadura

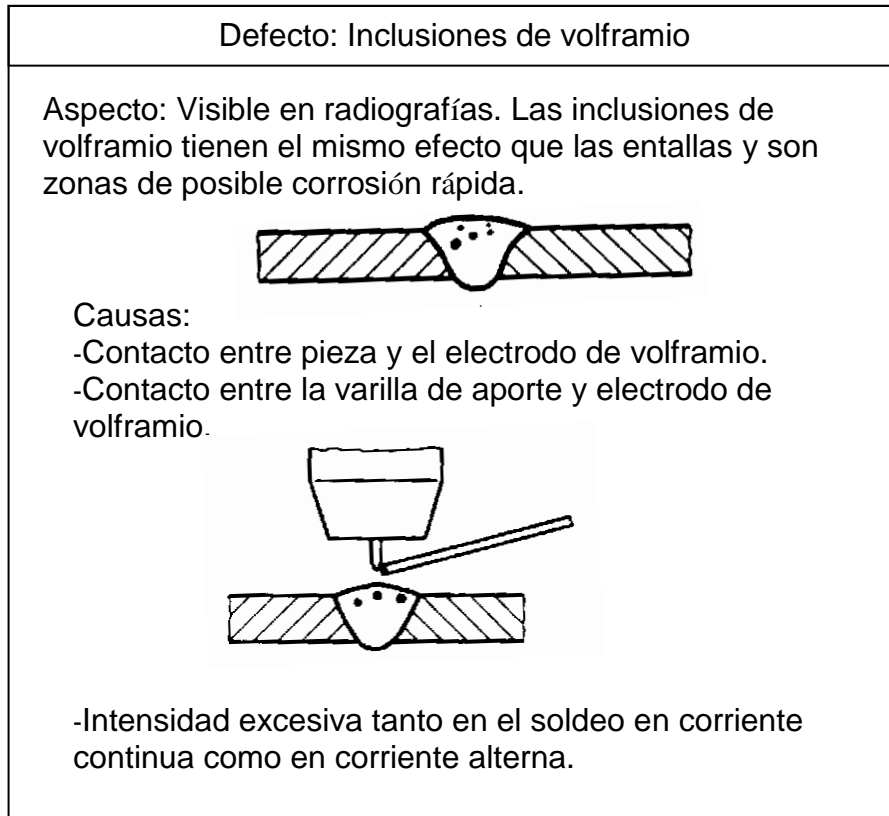


Figura 4.19 – Defecto por inclusiones de volframio

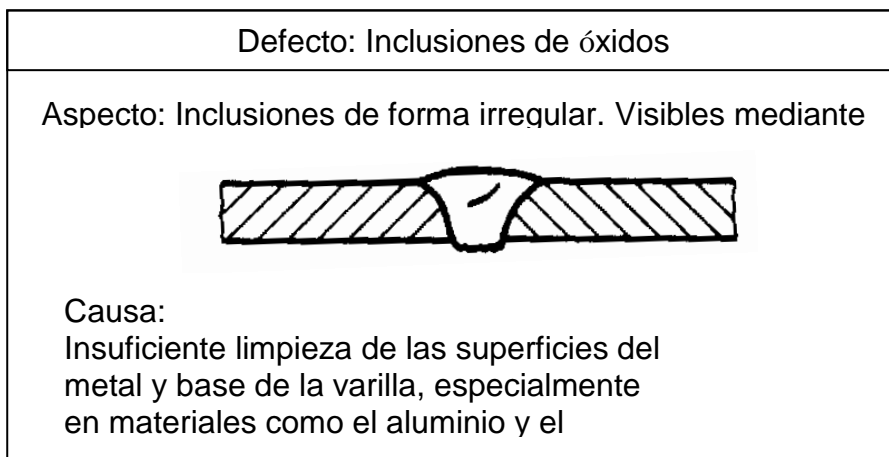


Figura 4.20 – Defecto por inclusiones de óxidos

4.3.1.3 Metalurgia de la soldadura

La resistencia, tenacidad y ductilidad de la junta soldada es función de la microestructura y el tamaño de grano de la unión, y estos dependen del aporte energético, la temperatura alcanzada, la acritud inicial del metal, y del índice de enfriamiento después de la finalización del cordón. Se distinguen tres zonas de la unión soldada:

-Metal base: es el metal de partida que no se ve afectado por el proceso de soldadura.

-Metal de soldadura: es el metal fundido en la operación de soldeo y cuya composición química y estructura se corresponde con las proporcionadas por el de aporte y el base. Debido a que la solidificación es no controlada, enfriamiento al aire, tiene generalmente un grano basto, su estructura es de peores propiedades mecánicas que el metal base, aunque estas pueden ser mejoradas con un adecuado material de aporte o tratamiento térmico después de la soldadura. En general se la asocia con una estructura frágil.

-Zona afectada térmicamente (ZAT): en general, tiene una microestructura diferente a la del metal base ya que ha sido sometida a una elevada temperatura durante un cierto tiempo y se han podido producir transformaciones o modificaciones estructurales. El calor específico y la conductividad térmica influyen en dicha zona, el primero aumentando más o menos la temperatura alcanzada y el segundo influyendo en la longitud de la misma. Cuanto mayor sea este parámetro más amplia será la ZAT.

4.3.1.4 Tensiones residuales y deformaciones

Cuando se calienta una pieza se dilata, es decir aumenta su volumen, y cuando se enfría se contrae volviendo a su forma original, siempre que no se haya impedido de alguna forma su contracción o dilatación, y el calentamiento/enfriamiento se haya realizado de manera uniforme.

Durante el soldeo se producen calentamientos locales, la zona fría impedirá la libre dilatación y contracción de la parte caliente lo que se traduce en una deformación, tensiones internas o residuales que permanecen en la pieza después de acabado el proceso. También puede originar corrosión bajo tensiones y una reducción de la vida a fatiga del material.

La distorsión que sufre el material se puede evitar embridando las chapas, este proceso es comúnmente utilizado, pero presenta el inconveniente de que se genera un aumento de tensiones residuales. Las tensiones residuales se pueden eliminar mediante la aplicación de un adecuado tratamiento térmico que restaura las propiedades iniciales. También pueden ser aliviadas mediante procesos compresivos como *shoot-peening* o comúnmente por la acción de pequeños golpes realizados con un martillo.

Para materiales con alta conductividad térmica se les aplica precalentamientos, con el fin de que disipen más lentamente el calor, permitiendo que la soldadura se realice más fácilmente y evitando mayores distorsiones al adaptarse las piezas a los cambios de volumen. Materiales como el aluminio y el cobre son susceptibles de esta técnica.

4.3.1.5 Soldadura TIG y los materiales

Debido a las diferencias en las propiedades físicas y mecánicas de cada material, cabe de esperar que el comportamiento de estos ante una soldadura TIG tenga una serie de particularidades. Se pasa ahora a pormenorizar estas particularidades para los dos materiales más usados para la fabricación de soportes, los aceros inoxidable austeníticos y el titanio y sus aleaciones:

- Los aceros inoxidable austeníticos tienen buena soldabilidad, es decir consiguen una muy buena continuidad metálica en la unión. Sus propiedades físicas tienen una importante influencia en el proceso de soldeo. Así el coeficiente de dilatación es un 50 % mayor que el de los aceros al carbono por lo que al soldar chapa fina (1,6 mm) esta sufre deformaciones, de hecho la mayoría de los fabricantes embrikan las piezas antes de soldarlas. Ha de procurarse que sea mínimo con el fin de reducir las tensiones residuales que generan. La conductividad térmica es un 40 % menor, lo que origina que la zona afectada térmicamente sea menos ancha.

- El titanio y su aleación Ti- 2.5Cu también tienen buena soldabilidad. Con un adecuado control de la técnica de soldeo se obtienen soldaduras con propiedades mecánicas excelentes produciendo ligeras pérdidas en resistencia y ductilidad.

Además estos materiales tienen bajo coeficiente de dilatación y baja conductividad térmica por lo que no presentarán grandes deformaciones ni tensiones residuales. Y también se mencionó que el mayor problema radica en que el titanio líquido reacciona con todos los elementos, especialmente O y N formando compuestos que constituyen impurezas para el material. Es más, cuando el material acaba de ser soldado encontrándose a una temperatura mayor de 600 °C y sin protección de argón, el material reaccionara de nuevo con el O y N haciéndose frágil. Por tanto:

- Es fundamental que el argón proteja ampliamente el baño de fusión.
- Hay que permitir que el gas de respaldo llegue a la raíz de la soldadura.
- Se tendrá que proteger el metal soldado y la ZAT.
- Todo lo anterior se tendrá en cuenta a la hora de diseñar el utillaje de soldadura.

La coloración como se mencionó anteriormente cuando se hablaba de las particularidades de los tubos de titanio, también es importante a la hora de determinar la calidad de una soldadura en titanio.

4.3.1.6 Consideraciones de diseño

A continuación se detallan una serie de recomendaciones de diseño para cuando se ha de tratar con soldaduras en elementos de soportado:

1. Evitar en lo posible el uso de cualquier tipo de soldadura (ver Figura 4.21). Ya que se genera un incremento de coste debido a utillaje, proceso de fabricación controles etc.

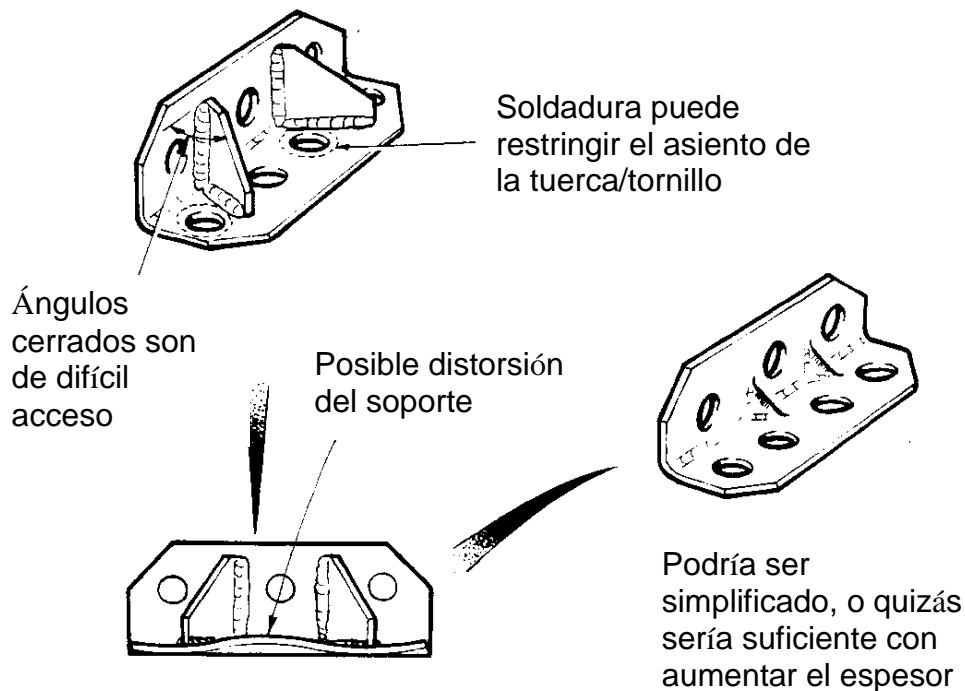


Figura 4.21 – Desventajas de un soporte con soldaduras

2. Seleccionar el tipo de unión correcta. En general para chapa delgada (de espesor hasta 3,2 mm) no se requiere preparación de bordes cortándose a escuadra. Se suelda por un solo lado con penetración total. La preparación de bordes se requiere para facilitar el acceso a la raíz cuando el espesor de la chapa es grande (ver Figura 4.22).

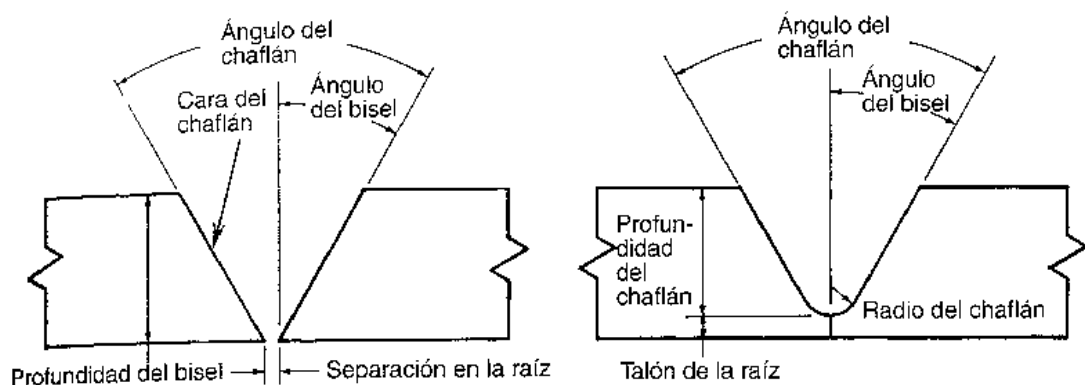


Figura 4.22 – Preparación del borde de chapa para soldaduras

3. Asegurar accesibilidad para inspección por la parte inferior del cordón. Una sobre-penetración del cordón introduce concentraciones de esfuerzos con interrupción brusca de la unión.

4. Se recomienda la ejecución de soldaduras a tope en lugar de en ángulo. Esto es porque la propia geometría de la soldadura lleva implícita una concentración de esfuerzos mayor y además que la naturaleza de la unión no permite que la inspección de la soldadura sea significativa. Por ejemplo, ninguna técnica de inspección revelará el efecto puente o falta de fusión en el ángulo de las chapas. Dicho defecto parecerá correcto bajo inspección visual, reaccionando de la misma manera bajo líquidos penetrantes, mientras que la inspección por rayos X no lo indicará fácilmente.



Figura 4.23 – Soporte fabricado con soldaduras en ángulo

Sin embargo, para piezas sometidas a bajas cargas (ver Figura 4.23), la soldadura en ángulo resulta más barata, ya que el proceso es más sencillo que una soldadura a tope, se aplica menos calor y por tanto hay menos distorsión y además durante el proceso de conformado se requieren dos operaciones menos de doblado.

5. Se debe evitar siempre el rectificado de los cordones, ya que existe riesgo de eliminar material base y romper el equilibrio térmico, pudiendo producir distorsiones adicionales.

4.3.2 Soldeo fuerte (*Brazing*)

Las uniones realizadas en estos tipos de soldaduras se caracterizan por el menor punto de fusión del material de aportación y distintas propiedades físico-químicas en comparación con el material base. La unión se realiza sin fusión del metal base y mediante fusión del material de aportación que se distribuye entre las superficies de la unión, muy próximas entre sí, por acción capilar.

Si la holgura entre las piezas a soldar es demasiado ancha se producirá una mala penetración, pero si es lo suficientemente pequeña el efecto capilar obtenido será satisfactorio tanto si la unión es vertical como horizontal.

En general, cuando la temperatura de fusión del material de aporte es inferior a 450° C el soldeo se considera soldeo blando y cuando la temperatura de fusión es superior a esta se considera soldeo fuerte. Dentro del soldeo fuerte se puede clasificar dependiendo de su temperatura como⁵⁶:

- Soldeo fuerte de baja temperatura: cuando la soldadura se realiza entre 610-780 °C, típicamente alrededor de los 650 °C, usando materiales de aportación basado en plata y cobre.
- Soldeo fuerte de temperatura intermedia: cuando se alcanzan temperaturas de soldeo alrededor de los 800 °C.
- Soldeo fuerte de alta temperatura: cuando el soldeo se produce en un rango de temperaturas entre 1000 °C y 1200 °C.

Es idóneo para la unión de materiales delgados, piezas de pequeño tamaño y materiales disimilares, así como para componentes en los que están prohibidos utilizar procesos de fusión y para piezas cuyo proceso de fabricación puede ser complicado y caro ejecutándolo de otra manera.

Este proceso de soldeo presenta la siguiente serie de ventajas inherentes al fenómeno de soldeo fuerte, que se pasan a enumerar a continuación:

- Se pueden conservar los recubrimientos y plateados de los materiales base.
- Se obtienen uniones sanas para soldaduras entre materiales disimilares, para conseguir esto se requiere utilizar un material de aportación compatible con ambos materiales a soldar.
- Requiere de bajas temperaturas, con el consiguiente ahorro en coste que esto conlleva.
- Es más sencilla de ejecutar que la soldadura por fusión.

Pero a su vez, el soldeo fuerte presenta las siguientes limitaciones o inconvenientes:

- La preparación de las piezas para su soldeo puede resultar más costosa que en el soldeo por fusión.
- La resistencia mecánica y la continuidad de las piezas obtenidas por soldeo fuerte no son comparables con las obtenidas por soldadura de fusión.

4.3.2.1. Equipos de soldeo

En este apartado se pasa a describir los componentes básicos, requisitos y procedimientos para producir una soldadura fuerte. Como componentes básicos están el metal de aportación, los elementos fundentes y atmosfera controlada, como requisito se desarrolla una introducción al diseño de la unión y como procedimientos están el soldeo con soplete⁵⁷ y el soldeo por inducción:

⁵⁶ J.F. LIBSCH, Introduction to brazing, Lepel Corporation, 1997

⁵⁷ W.J. PATTON, Ciencia y técnica de la soldadura, S.A. Ediciones Urmo, 1982

- Metal de aportación o *Filler*

El material de aportación dependerá del rango de temperaturas a utilizar para no formará ningún compuesto con el metal base que disminuya la resistencia de la unión y/o produzca corrosión galvánica. Por tanto la selección del mismo debe ser cuidadosa. A diferencia de los procesos de fusión la composición de este material es significativamente diferente al metal base.

El metal de aportación se puede aplicar durante el soldeo en el lugar de la unión o puede ser situado previamente antes de efectuar la soldadura. Para grandes producciones o soldaduras con gran tamaño es conveniente posicionar el material previamente lo que asegura una cantidad uniforme del mismo en cada unión.

Se suministran en formas de varillas, rollos de alambre, polvos, láminas, arandelas, etc. que dependen del diseño de la unión, método de calentamiento y nivel de automatización.

El metal de aportación debe cumplir las siguientes características:

- Capacidad para mojar al metal base.
- Apropiaada temperatura de fusión, inferior a la del metal base, y buena fluidez para permitir su distribución por atracción capilar.
- Ser capaz de producir una unión soldada que cumpla con los requisitos de resistencia mecánica y corrosión en estado de servicio.

- Fundentes

Los materiales fundentes deben cumplir principalmente con la función de aislar el contacto entre metales del contacto del aire, disolver y eliminar los óxidos que se puedan formar (creando a su vez una película protectora que evite la oxidación) y favorecer el mojado del metal base por el metal de aportación fundido, permitiendo que este fluya y se distribuya en la zona de contacto.

Para poder incorporar convenientemente el material fundente en el proceso de soldeo, los pasos recomendables serían:

- Se necesita depositar el material fundente sobre el metal base, para posteriormente calentar este hasta que se funde limpiando la superficie de óxido, quedando así además protegida contra cualquier riesgo oxidación posterior.
- En un determinado instante, se funde el material de aporte que desplaza al fundente fundido, la atracción entre el metal base y el de aportación es varias veces superior al del fundente y el metal base.
- El metal se distribuye entre los metales base por capilaridad produciéndose la unión al solidificar el metal de aportación.

Los materiales fundentes se suelen suministrar en forma de polvo, pasta o líquido. En forma de polvo se disuelve en agua o alcohol y con compuestos

que faciliten el mojado. El fundente se aplica individualmente en las piezas que se van a soldar y después de haber sido totalmente limpiadas y es importante aplicarlo poco después de su preparación ya que se deteriora rápidamente.

El fundente indica cuando el metal base ha alcanzado la temperatura de soldeo y se debe aplicar el metal de aportación, en algunos casos este se vuelve transparente.

Una vez terminado el proceso de soldeo, es necesario eliminar el fundente de la pieza soldada ya que es corrosivo. Este puede ser eliminado con agua caliente y si es necesario se realizará cepillado posterior para dejar la pieza completamente limpia.

- **Atmósferas controladas**

Además de materiales fundentes, en ocasiones se considera la ejecución de la soldadura bajo una atmósfera controlada para evitar la formación del óxido, de tal forma que el metal de aportación pueda mojar y fluir mejor sobre el metal base.

Para el titanio y los aceros inoxidable se utilizan atmósferas de gases inertes y también en el vacío.

- **Diseño de la unión**

La unión realizada en este tipo de soldadura tiene un área de contacto entre materiales base relativamente grande, con una separación entre ellos muy pequeña. Para obtener una unión resistente la holgura entre las partes a unir debe estar comprendida entre 0.01 mm y 0.2 mm. Cuanto menor sea la holgura mayor será la resistencia obtenida.

- **Soldeo fuerte con soplete**

El calentamiento del metal de aportación se realiza con un soplete, siendo el combustible acetileno, propano, gas natural, etc. y como comburente aire u oxígeno. Es necesario el uso de fundente y en general el metal de aportación se va introduciendo manualmente entre las partes a unir (ver Figura 4.24). Los pasos del proceso de soldeo con soplete son los siguientes:

- Es imprescindible que las superficies tanto de los metales base como del metal de aportación estén absolutamente limpias de grasa, aceite, óxidos, etc.

- Se aplicará el fundente en las piezas a soldar inmediatamente después de su preparación y posterior a la limpieza de las superficies a soldar.

- Las piezas a unir se deben mantenerse en posición mediante útiles que permitan la expansión y contracción durante el calentamiento y el enfriamiento. Estos útiles no deberán contaminar las piezas a soldar y solo actuarán en un punto o línea de contacto.

- Es importante realizar una inspección dimensional para asegurar que la holgura entre los materiales base se corresponde con lo especificado en los planos de detalle.

- Se calentará uniformemente con el soplete la zona a soldar y se aplicará la varilla de aportación (untada en de fundente). El material fundido deberá fluir hasta la zona opuesto de aplicación. Se finaliza inspeccionando visualmente la soldadura. La pieza queda lista para limpieza.



Figura 4.24 - Soldeo fuerte con soplete

- Soldeo fuerte por inducción

La unión del conjunto se realiza mediante calor localizado en las piezas a soldar provocadas por un inductor que ha sido energizado por un generador de corriente alterna de alta frecuencia.

Cuando una corriente alterna circula a través de una bobina, se forma un campo magnético que varía con la intensidad de la corriente. Dicho campo se concentra en el interior de la bobina y su magnitud es función de la intensidad de la corriente y del número de espiras de la bobina. Al introducir un objeto metálico en la bobina se inducen corrientes en él. Debido a la resistencia del material, se genera calor en la zona a través de la que circula la corriente inducida siendo este calor el que proporciona la soldadura.

La respuesta al campo electromagnético depende de la frecuencia de la corriente alterna, la naturaleza de los materiales, la forma del componente a soldar, el diseño de la bobina (inductor) y la distancia entre el inductor y el componente a soldar.

La corriente inducida también genera su propio campo magnético que está en oposición al campo generado por la bobina y evita que este último penetre al centro del objeto. Siendo por tanto la corriente inducida más activa en la superficie.

El inductor esta constituido por un tubo de forma circular o rectangular, por el interior del cual circula agua para la refrigeración del mismo. El caudal depende de la potencia disipada en el propio inductor.

Cada aplicación requiere un inductor distinto de acuerdo con el efecto deseado y de él depende el rendimiento del generador.

El proceso de soldeo fuerte por inducción presenta una serie de ventajas sobre el soldeo con soplete que se pasa a enumerar a continuación:

- Se produce un calentamiento rápido y concentrado, en algunas aplicaciones segundos, que aseguran una producción más alta y mínimos daños y distorsiones por calor en la pieza.
- Este proceso tiene una excelente y constante calidad, produciendo uniones fiables y uniformes pieza tras pieza sin requerir de mano de obra especializada.
- Los rápidos calentamientos minimizan oxidación y descoloración haciendo más sencillos los procesos de limpiezas posteriores.
- Se produce una disminución de los costes de energía debido a la directa propagación del calor al interior, ofreciendo el mayor rendimiento entre todos los sistemas de calentamiento.
- Este tipo de soldeo presenta una amplia gama de aplicaciones, soldadura, forja, temple y revenidos fundición de metales, polimerización de adhesivos, enderezado etc.

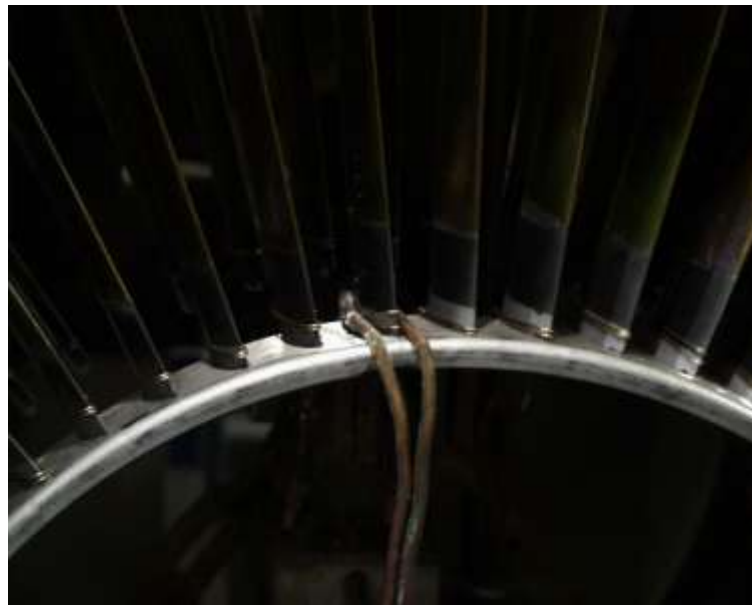


Figura 4.25 – Soldeo de una álabe por inducción

A modo de ejemplo en la Figura 4.25 se puede ver como el material de aporte rodea al alabe. El fundente (una especie de pasta) y que no aparece en la foto se sitúa en cada alabe con un pincel.

Así pues, el proceso de soldadura por inducción presenta una serie de desventajas como son la dificultad para el soldeo cuando se trata de complejos montajes, ya que controlar las corrientes de paso se vuelve una tarea complicada, la necesidad de grandes holguras para poder acceder con el inductor y el coste inicial del equipo es considerablemente alto.

4.4 Tratamientos térmicos

Se conoce como tratamiento térmico al conjunto de operaciones de calentamiento y enfriamiento, bajo condiciones controladas de temperatura, tiempo de permanencia, velocidad, presión, de los metales o las aleaciones en estado sólido, con el fin de mejorar sus propiedades mecánicas, especialmente dureza, resistencia y elasticidad.

Cuando un metal solidifica de un estado fundido, los átomos se constituyen ordenadamente en configuraciones llamadas cristales, y esta forma de organizarse se conoce como estructura cristalina del metal.

La razón por la que los metales se organizan en diferentes estructuras es debido a que consumen la mínima energía necesaria para su constitución. Sin embargo a distintas temperaturas el metal puede formar diferentes estructuras, debido a que la energía requerida es inferior. Por ejemplo, el acero en función de su contenido en carbono sufre al alcanzar los 913 ° una transformación pasando de una red cúbica centrada en cuerpo (ferrita) a una cubica centrada en caras (austenita). Este fenómeno se conoce como alotropía y es fundamental en los tratamientos térmicos y en las operaciones de soldadura.

4.4.1 Deformación y resistencia de un cristal

Uno de los mecanismos en los que la deformación plástica tiene lugar en el cristal se corresponde con el deslizamiento de un plano de átomos con el adyacente bajo una fuerza de cizalladura. Para que se produzca la deformación plástica la fuerza tendrá que ser de suficiente magnitud que produzca el deslizamiento. La combinación de un plano de deslizamiento y su dirección de deslizamiento se conoce con el nombre de sistema de deslizamiento y da una idea de la ductilidad de los materiales. En general un metal que posea 5 o más sistemas de deslizamiento es dúctil.

En la estructura cúbica centrada en cuerpo hay 48 posibles sistemas de deslizamiento, por lo que la probabilidad de que una carga opere en uno de esos sistemas y produzca deslizamiento es alta. Sin embargo debido a que la fuerza requerida para cierto tipo de aceros y titanios también es alta estos materiales presentan una buena resistencia y una ductilidad moderada.

En la estructura cúbica centrada en caras hay 12 sistemas de deslizamiento, probabilidad de deslizamiento moderada pero comparativamente se requiere menos fuerza para poder deslizarse. Como ejemplo se puede mencionar el aluminio y el cobre, los cuales tienen moderada resistencia y buena ductilidad.

En la estructura hexagonal compacta solo tiene tres sistemas de deslizamiento. Metales como el magnesio y el zinc, que presentan este tipo de estructura cristalina, son frágiles a temperatura ambiente.

4.4.2 Imperfecciones en la estructura cristalina y acritud

Los metales contienen un gran número de defectos e imperfecciones categorizados y definidos como⁵⁸:

- Dislocaciones, los cuales son defectos lineales.
- Defectos puntuales, como pueden ser vacantes (cuando hay perdidas de átomos en las estructuras cristalinas), átomo intersticial (cuando se encuentra un átomo extra en la red) e impurezas (cuando hay átomos de otros elementos en la estructura).
- Imperfección planar, como es el límite de grano.

Todas estas imperfecciones disminuyen las propiedades del metal, sin embargo cuando se les somete a una deformación sus movimientos interfieren entre si o con otras imperfecciones como el límite de grano y sucede que la resistencia a la deformación aumenta disminuyendo la ductilidad. Este efecto se conoce como acritud. Cuanto mayor sea la deformación mayor impedimento se produce entre las imperfecciones lo que genera un aumento en la resistencia del metal.

4.4.2 Tipos de tratamientos térmicos

La estructura granular afecta a las propiedades de los metales, de tal forma que cuanto más finos y numerosos sean los granos cristalinos del metal, mayor es su resistencia a la deformación o límite elástico, debido a la interferencia que ejercen a su cizallamiento y deslizamiento cristalino. Los tratamientos térmicos basan su principio en que las transformaciones en estado sólido requieren para desarrollarse plenamente de tiempo suficiente y difusión (movilidad atómica).

Por ejemplo, un enfriamiento lento permitirá el pleno desarrollo de la transformación y el metal o aleación pasará de la estructura de alta temperatura a la que es más estable a baja temperatura (recocido). Si se aumenta la velocidad de enfriamiento, se dificulta la transformación y está podrá darse parcialmente (revenido) o inclusive para velocidades muy altas ni se produce la transformación, reteniendo el constituyente estable a alta temperatura a temperatura ambiente (temple).

Como se ve el revenido sería un tratamiento intermedio entre el temple y el recocido, sin embargo el verdadero revenido consigue sus resultados en la inestabilidad de los constituyentes del temple, de tal manera que destruye parcialmente el temple.

Como resumen se podría decir que la condición fundamental para realizar los tratamientos es que el metal sufra transformación entre su temperatura de solidificación y la temperatura ambiente.

Como en general nos interesan las transformaciones al enfriamiento, se comienza calentando el material a una temperatura en la que se produzca la transformación y se obtenga el constituyente estable a alta temperatura, cuidando del efecto de crecimiento de grano y luego se realizará en enfriamiento según convenga.

Las aleaciones no férricas y algunos aceros inoxidable no pueden ser tratados por las técnicas anteriores ya que no sufren transformaciones como los aceros en general. El aumento de resistencia se genera mediante un proceso llamado de

⁵⁸ ALLEGHENY LUDLUM STEEL Corp., Stainless Steels, s.f.

endurecimiento por precipitación que consiste en la dispersión uniforme de pequeñas partículas de una diferente fase (precipitado) en la matriz de la fase original. Estos se forman cuando la solubilidad de un elemento excede en el otro.

Para obtener estas estructuras es necesario que el tratamiento de solución que proporciona la solución sólida a temperatura ambiente por enfriamiento rápido (única fase) y maduración o calentamiento controlado que proporciona la precipitación.

4.4. Identificación de soportes

Para la identificación de soportes se requiere que los elementos de soportado estén marcados con su *part number* en una zona de fácil localización y visible después de cualquier tratamiento o recubrimiento.

Existen numerosas metodologías de marcado indeleble disponibles en el mercado, dependiendo de las condiciones de trabajo o de entorno en el que el componente tenga que facilitar su vida útil.

4.5 Puesta a tierra o potencial (*bonding*) eléctrico de soportes

Los soportes no tienen requisitos de puesta a tierra concretos, sin embargo suelen utilizarse en algunos casos, para la puesta a tierra del elemento que soporta (en el caso que nos ocupa son tubos o accesorios como podría ser un caudalímetro). En caso de que un elemento de soportado tenga algún requerimiento de puesta a tierra hay que conseguir que el camino eléctrico sea el de menor resistencia, lo cual se consigue poniendo en contacto plano y directo las superficies limpias de materiales conductores compatibles galvánicamente. En algunos casos o aplicaciones y dependiendo del fabricante y de las instalaciones la puesta a tierra o a masa a través de los tornillos de instalación puede no estar permitido.

Materiales como el acero inoxidable o el titanio son conductores eléctricos en ausencia de recubrimientos superficiales. En estos casos, la única consideración a tener en cuenta es que se instruya la limpieza adecuada justo antes de la instalación.

En el caso de soportes de materiales no conductores o con superficies no conductoras (en el caso de las piezas en aluminio, la alúmina con la que suele estar entregado no es conductora) se deben incluir los tratamientos adecuados (plating o similar) para asegurar la conductividad.

No se consideran caminos de puesta a tierra, pinturas en soportes, barnices, anodizados, compuestos sellantes, grasas, materiales compuestos, plásticos y fibras de vidrio.

5. CRITERIOS DE CÁLCULO

En este capítulo se desarrolla un sumario de todas las distintas etapas y criterios a seguir para conseguir una adecuada integridad mecánica de los componentes que nos ocupan, las tuberías y sus soportes.

Inicialmente se describen las distintas fases de desarrollo del proyecto, definiendo la precisión y profundidad de cálculo requerido en cada fase, para posteriormente enumerar una serie de consideraciones y requerimientos generales necesarios y previos al inicio de las tareas de cálculo.

A continuación se pasan a describir las dos metodologías principalmente utilizadas en el diseño de tuberías en el sector de los aeromotores, como son el cálculo manual y el cálculo a través del método de los elementos finitos, para a continuación enumerar los distintos tipos de análisis del sistema que son precisos de realizar y los distintos casos de carga que un motor aeronáutico presenta.

Para concluir el capítulo se enumeran los criterios para tubos y soportes, y en particular los tipos de análisis requeridos y los casos de cargas específicos para este tipo de componentes.

5.1 Fases de desarrollo y metodologías

Los diferentes grados de madurez del desarrollo de un proyecto tienen una incidencia directa en los criterios y alcance del cálculo a realizar. Por ello se incluye aquí una descripción de las distintas fases de diseño, a través de las cuales se llega al producto final, incluyendo una breve descripción del alcance del cálculo a realizar en cada una de estas diferentes fases.

Así pues, durante el proceso de diseño de un proyecto y hasta su finalización, se definen y desarrollan las siguientes seis fases:

- Fase 1: Diseño Conceptual

Durante esta fase se define la arquitectura básica del motor, los requisitos funcionales que deben cumplir las estructuras y el concepto de diseño que los satisface.

Las tareas a desarrollar en esta fase dependerán del concepto que se pretenda utilizar. Si el concepto de instalación es similar a uno anterior, habría que analizar las implicaciones de las nuevas condiciones de funcionamiento. Si el concepto es diferente de cualquiera anterior, será necesario hacer algún cálculo preliminar para analizar los límites del concepto que se plantea. Es recomendable que se realice un estudio de rigidez del sistema y de respuesta ante los peores casos de carga disponibles.

Ya que no se suele disponer de la información exacta, en esta fase los peores casos de carga normalmente son escalados de aplicaciones anteriores o motores similares.

- Fase 2: Diseño Funcional

Durante esta fase se evalúan las diferentes opciones, teniendo en cuenta las implicaciones en cuanto a integridad y vida. Se parte de los conceptos definidos en la fase anterior, se tiene una definición más precisa sobre los requisitos funcionales, como son presiones y temperaturas de trabajo, perfil de velocidad de giro de los ejes, restricciones en peso, vida, etc.

Será necesario analizar en modelos simplificados el cumplimiento de los requisitos de integridad y vida del componente. Para ello se dispone normalmente de una definición preliminar de las cargas y las temperaturas.

- Fase 3: Diseño Detalle

Durante esta fase se realiza la verificación del diseño en cuanto a las implicaciones para la integridad y vida del componente de acuerdo a la especificación.

Las verificaciones finales en cuanto a resistencia y vida se realizan con cargas y temperaturas de mayor fiabilidad que las usadas en la fase anterior. Para ello normalmente es necesario el uso de modelos detallados para estudiar con precisión las implicaciones que tiene en la distribución de esfuerzos las zonas de concentración, cambios de rigidez y zonas críticas del componente. Con estos resultados se realiza una verificación exhaustiva del cumplimiento de integridad bajo cargas límite y últimas, así como una estimación de vida del componente considerando fatiga de bajo ciclo y fatiga de alto ciclo, y si aplicara se realizarían las verificaciones precisas para demostrar que la estructura no va a presentar problemas de inestabilidades.

- Fase 4: Realización

Dentro de esta fase se realizará el programa de desarrollo del motor, donde, mediante ensayos se comprueba que el componente cumple con las previsiones. Para ello se definirán ensayos de componente y ensayos de motor. El analista será el encargado de definir este tipo de ensayos y la instrumentación que se considera necesaria para conseguir los objetivos del ensayo. Normalmente los ensayos de componente van encaminados a demostrar la rigidez de la estructura y su capacidad resistente (Ensayos a carga Límite y Última) y los ensayos de motor van encaminados a demostrar, además, la vida del componente en su funcionamiento dentro del motor.

Con los resultados de los ensayos se procederá a la correlación de los modelos y a una definición más precisa de la distribución de esfuerzos y desplazamientos. Además se generará una definición más precisa de las cargas que actúan sobre el componente.

- Fase 5 y 6: Producción y Puesta en Servicio

Durante esta fase las tareas fundamentales serán dar soporte a la producción en la resolución de no conformidades o las actividades que se requieran para lograr una ventaja significativa que suponga una mejora del producto, bien sea por reducción de coste, de peso o alargamiento de la vida.

Durante el desarrollo normal de un diseño de una tubería o sistemas de tuberías y su correspondiente instalación, el proceso de cálculo asociado a su desarrollo seguirá una estructura organizativa determinada a fin de cubrir las necesidades de las fases anteriormente mencionadas. Este proceso de soporte y verificación del diseño desde el punto de vista de cálculo e integridad mecánica y su correspondencia con las fases anteriormente detalladas de desarrollo de un proyecto, se muestran en forma de sumario en la Figura 5.1.

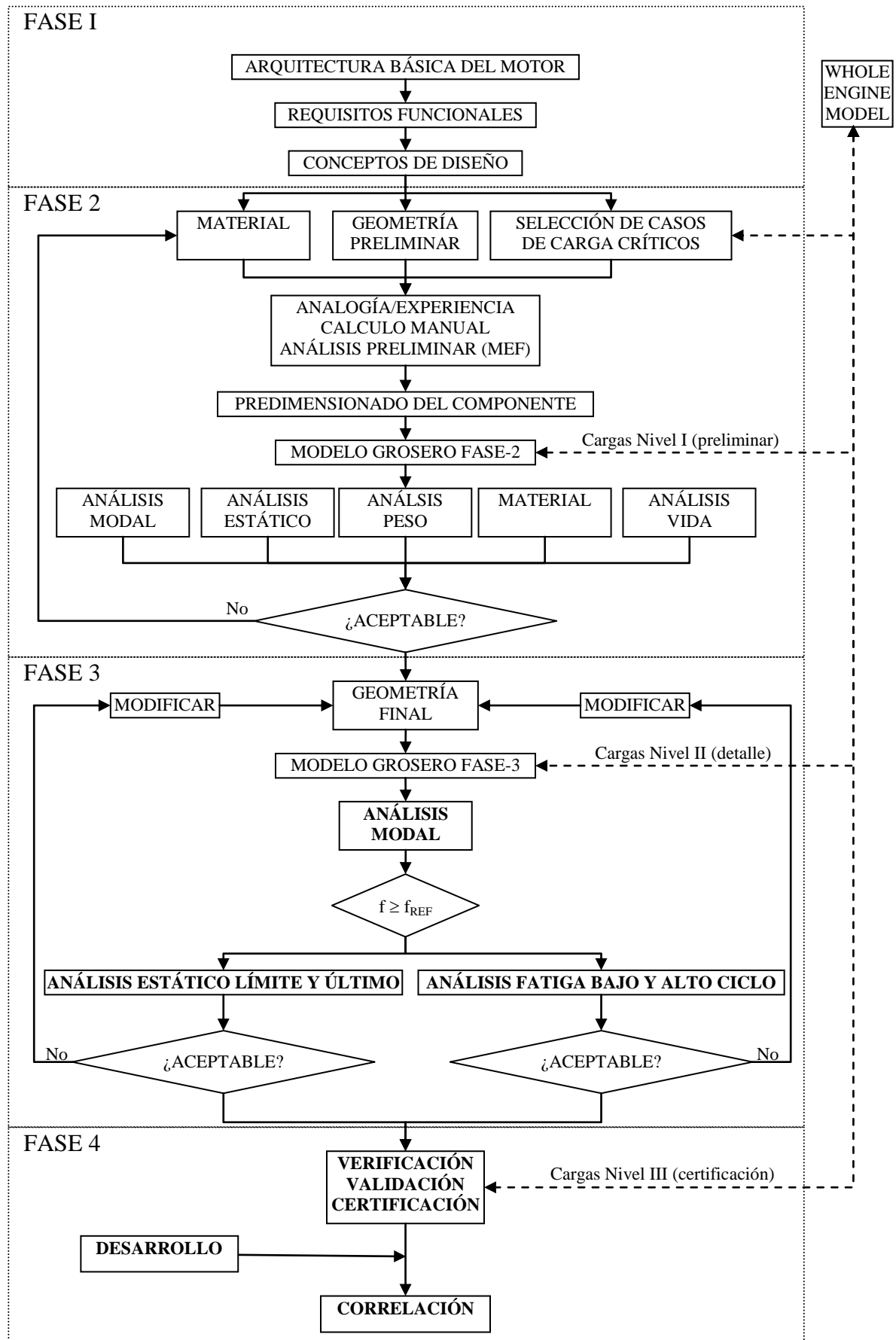


Figura 5.1 – Proceso de cálculo para el soporte y verificación del diseño

5.2 Consideraciones y requerimientos generales para el cálculo de tuberías y soportes

En este apartado se han compilado un cierto número consideraciones generales, tanto para los soportes como para las tuberías, que deberían tenerse en cuenta durante las fases preliminares de diseño y cálculo. Estas consideraciones generales están encaminadas a definir unos requerimientos de aplicación general para cualquier motor que se trate.

Con el objeto de minimizar problemas durante la fase de detalle (ver apartado 5.1), las recomendaciones que se muestran a continuación deben ser tenidas en cuenta, especialmente, durante las fases diseño conceptual y funcional, aunque son de aplicación en cualquiera de las fases descritas y durante toda la vida del componente o sistema.

5.2.1 Soportes

Los soportes de chapa o *brackets* utilizados en motores aeronáuticos deben poseer la rigidez adecuada para soportar las cargas estáticas y dinámicas transmitidas por las tuberías que soportan. Pero a su vez, deben ayudar a amortiguar las vibraciones inducidas por el motor y ser suficientemente flexibles como para soportar las cargas debidas a la temperatura y a la propia instalación, manteniendo los esfuerzos producidos dentro de unos niveles aceptables.

Las cargas térmicas y aquellas producidas por la propia instalación pueden ocasionar deformaciones en las carcasas del motor y en otros elementos externos, ya sea durante el montaje o bajo condiciones de funcionamiento. Por estas razones, el diseño de los elementos de soportado (geometría y material empleados) debe proporcionar la flexibilidad adecuada para que se permita garantizar los siguientes puntos:

- Permitir el montaje del soporte en el motor sin necesidad de aplicar fuerzas excesivas para ello y sin originar daños en los tubos que soportan.
- Acomodar la acumulación de tolerancias máximas entre las distintas carcasas y componentes del motor así como las propias tolerancias de fabricación del elemento de soportado.
- Absorber las expansiones y contracciones del motor.

A su vez, la flexibilidad de un soporte o sistema de soportado de una tubería se puede ver potenciada si:

- Se utiliza la distancia mínima entre soportes que no produzca problemas por excesiva rigidez del tramo soportado.
- Se deben evitar los puntos de soportado perpendiculares a la dirección de la expansión térmica.
- Se debe tener en cuenta que puede haber pérdida de sujeción si se usan abrazaderas de altas temperaturas para tubos de pequeño diámetro.
- El uso de soportes flexibles ayuda a reducir los esfuerzos térmicos.

Por otro lado, y simultáneamente, los elementos de soportado deben ser suficientemente rígidos para soportar las cargas estáticas y dinámicas que pueden aparecer. Asimismo, deben contribuir a incrementar las frecuencias naturales o propias de los tubos instalados, evitando así la aparición de modos de vibración en resonancia con el motor.

A la par que el comportamiento estático de los componentes, también se ha de tener en cuenta el comportamiento dinámico de estos. Con motivo de mejorar el comportamiento dinámico del sistema o sistemas de tuberías y en particular de su soportado, se ha de tener en cuenta que:

- El uso de soportes adicionales entre los puntos de conexión a unidades es decisivo para reducir el esfuerzo debido a vibraciones.
- El uso de soportes rígidos es bueno para reducir los esfuerzos debido a vibraciones.
- El uso de abrazaderas de silicona es óptimo para mitigar los efectos de la vibración debido a que producen un aumento en el amortiguamiento asociado a la instalación de los tubos que soportan.

Cada compañía define una serie de normas de diseño propias, en las que se refleja una serie de reglas básicas de diseño, que en una gran parte se basan en la experiencia propia, más que en datos analíticos, o en ocasiones una mezcla de ambas. Una de las relaciones más comúnmente utilizadas en el diseño de soportes son las distancias entre agujeros (*pitch*) y distancia al borde (*edge margin*).

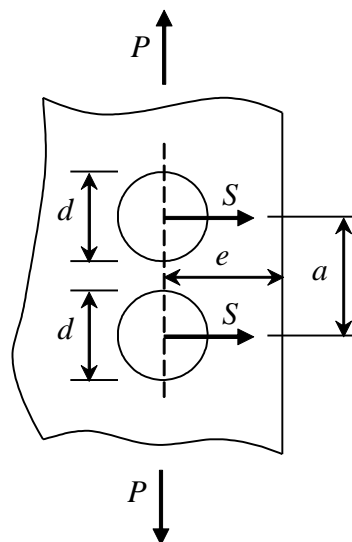


Figura 5.2 – Distancia entre agujeros o *pitch* (distancia “a”)

Así pues la distancia entre agujeros (ver Figura 5.2), se recomienda dos valores diferentes dependiendo de las cargas a las que el soporte se ve sometido.

Para agujeros cargados ($S > 0$) sin carga pasante ($P = 0$), se recomienda una distancia mínima entre agujeros de $a/d = 2.0$. Donde a es la distancia entre agujeros y d es el diámetro del agujero.

Para agujeros cargados ($S > 0$) con carga pasante ($P > 0$), se recomienda una distancia mínima entre agujeros de $a/d = 4.0$. Donde “a” y “d” vuelven a ser de nuevo la distancia entre agujeros y el diámetro del agujero respectivamente.

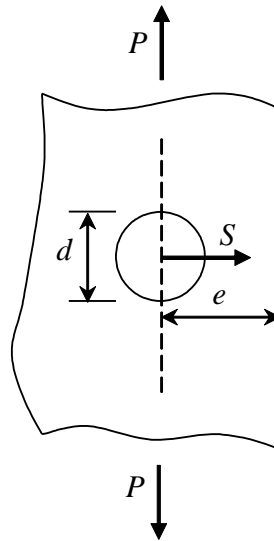


Figura 5.3 - Distancia al borde *edge margin* (distancia “e”)

Así pues la distancia al borde del soporte (ver Figura 5.3), se recomienda dos valores diferentes dependiendo de las cargas a las que el soporte se ve sometido.

Para agujeros cargados ($S > 0$) sin carga pasante ($P = 0$), se recomienda una distancia mínima al borde de $e/d = 1.5$. Donde “e” es la distancia al borde del soporte y “d” es el diámetro del agujero.

Para agujeros cargados ($S > 0$) con carga pasante ($P > 0$), se recomienda una distancia mínima entre agujeros de $e/d = 2.0$. Donde “e” y “a” vuelven a ser de nuevo la distancia al borde del soporte y el diámetro del agujero respectivamente.

5.2.2 Tuberías

Las tuberías empleadas en motores aeronáuticos, especialmente las de mayor diámetro, presentan una gran rigidez y por ello, se hace necesario el diseño de las mismas con criterios de flexibilidad y bajo un estricto control de fabricación que evite la aparición de altos niveles de esfuerzos, en el propio tubo y en los accesorios a los cuales interconecta, cuando se fuerza a la tubería a su posición nominal durante su montaje.

Por estas razones, la geometría y rutado de un tubo debe proporcionarle la flexibilidad adecuada para satisfacer los siguientes requisitos:

- Permitir su montaje en el motor sin necesidad de aplicar fuerzas excesivas para ello que puedan originar daños en las superficies de sellado o deformaciones en otros componentes del motor.
- Acomodar la suma de tolerancias máximas adversas entre las distintas carcasas y componentes del motor así como las propias tolerancias de fabricación de la tubería.
- Absorber las expansiones y contracciones del motor.

A su vez la flexibilidad de una tubería o sistema de tuberías se puede ver potenciada si:

- Se elige un correcto rutado para mitigar, en lo mayor posible, el esfuerzo debido a cargas térmicas.

5. Criterios de Cálculo

- Son preferibles tramos curvos que rectos, así como relativamente grandes distancias entre soportes.
- Es recomendable emplear conexiones flexibles o mangueras flexibles a unidades montadas sobre amortiguadores.
- Son recomendables conexiones tipo fuelle en el punto de conexión con el avión.

Por otro lado, y de forma simultánea, las tuberías deben ser suficientemente rígidas para soportar las cargas estáticas y dinámicas que pueden aparecer durante el funcionamiento normal o emergencia del motor.

Como regla de diseño para cálculos preliminares, en lo que se refiere a modos de vibración o respuesta modal, los tubos montados en un motor aeronáutico deberían presentar frecuencias modales por encima del 150% del régimen del eje de motor correspondiente, pudiendo variar este criterio de un motor a otro o si se considera la parte del motor en la que el tubo va montado. Este criterio se reduce al 120% cuando se realizan análisis detallados usando el método de los elementos finitos. Dicha reducción debe ser evaluada en cada caso particular parte del analista estructural.

En la Tabla 5.1 se dan a título de ejemplo, algunos rangos de funcionamiento en frecuencia a evitar para distintos motores.

PROYECTO RPM (100%)	RANGOS DE FRECUENCIAS A EVITAR
ANTLE: NL: 65 Hz. NI: 152 Hz. NH: 244 Hz.	- Instalaciones en la carcasa del Fan: 45-97 Hz. - Instalaciones en carcasas del Core: 106-366 Hz.
TAY611-8C: N1: 140 Hz. N2: 208 Hz.	- Instalaciones en Fan y By-Pass Duct: 0-200 Hz. - Instalaciones en InterCase y Core: 0-260 Hz.
EJ200: N1: 213 Hz. N2: 300 Hz.	- En cualquier Instalación: 58-900 Hz.
TP400: N1: 100 Hz. N2: 265 Hz.	- Instalaciones en Fan y By-Pass Duct: 80-105 Hz. - Instalaciones en InterCase y Core: 212-265 Hz.
AS900: N1: 169 Hz. N2: 468 Hz.	- Instalaciones en Fan y By-Pass Duct: 40-220 Hz. - Instalaciones en InterCase y Core: 233-609 Hz.
TRENT900: NL: 49 Hz. NI: 139 Hz. NH: 206 Hz.	- Instalaciones en Fan y By-Pass Duct: 0-59 Hz. - Instalaciones en InterCase y Core: 0-247 Hz.

Tabla 5.1 – Rangos de frecuencias de funcionamiento

5.3 Cálculos preliminares

Con carácter general, y con anterioridad al estudio detallado de un componente, se requiere un estudio preliminar, ya sea a través de cálculos manuales o con la herramienta de elementos finitos aplicable, en el cual se incluyan al menos, los cálculos descritos en la tabla 5.2, con el fin de alcanzar una madurez de diseño sólida.

	PRESIÓN	TOLERANCIAS	TÉRMICO	MODAL
TUBERÍAS Y SOPORTES ASOCIADOS	(ver 5.3.3)	Sólo Tubos Rígidos (D>3/8") Roark's ⁵⁹ / MEF	Sólo Tubos Rígidos (D>3/8") Roark's / MEF	(ver 5.3.1)

Tabla 5.2 – Casos de carga a estudiar

5.3.1 Cálculo manual de la primera frecuencia de un tramo de tubería

Este cálculo sólo es necesario incluirlo en aquellas tuberías en las que se superen las distancias máximas de clipado definidas según el punto 5.3.2, a modo de comprobar lo enunciado en el punto 5.2.2 en lo referente a las frecuencias modales de las tuberías y las frecuencias del motor.

Así pues se define la primera frecuencia (f_1) como:

$$f_1 = \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I}{w \cdot l^4}} \quad [59]$$

Donde:

$K \Rightarrow$ Constante. Depende del soportado (ver Figura 5.4)

$E \Rightarrow$ Módulo Elástico del material a la temperatura de trabajo (Mpa)

$I \Rightarrow$ Momento de Inercia de la sección transversal del tubo (mm⁴)

$w \Rightarrow$ Peso por unidad de longitud del tubo, incluido el fluido [Tn/mm] (ver nota en punto 5.3.2)

$l \Rightarrow$ Longitud del tubo entre puntos de soportado (mm)

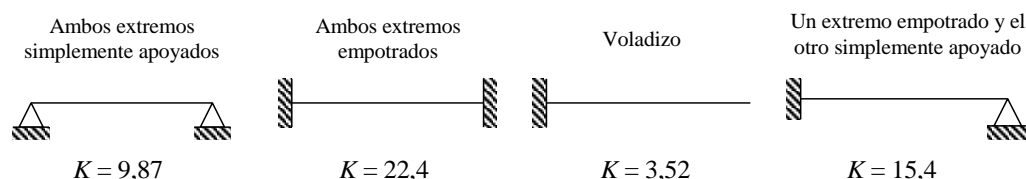


Figura 5.4 - Constante de rigidez del sistema

En las conexiones del tubo a unidades y carcasas, el extremo se supone un empotramiento, mientras que los puntos de soportado se consideran puntos simplemente apoyados, excepto para el caso que el final de tubo se encuentre en voladizo, como puede suceder en el caso de *raceways*, el soportado se supondrá empotramiento en su lugar.

⁵⁹ W.C. YOUNG, Roark's formulas for stress and strain, Mc Graw-Hill, 2011

5.3.2. Cálculo de las distancias máximas de soportado

Aunque puede decirse que un tubo rígido está auto-soportado, es muy probable que en esta condición se vea afectado por las vibraciones del motor. Como consecuencia de ello, puede originarse en sus extremos la aparición y propagación de una grieta, si estas vibraciones no son adecuadamente mitigadas y amortiguadas mediante puntos de apoyo intermedios. Además, el soportado de un tubo rígido debe ser suficientemente flexible como para no restringir demasiado las expansiones térmicas ni la corrección de la falta de alineación por acumulación adversa de las tolerancias de fabricación y montaje.

En resumen, la instalación de un tubo debe estar constituido por el mínimo número de puntos de soportado como para no crear un montaje demasiado rígido pero teniendo además en cuenta las máximas distancias admisibles para evitar la aparición de altos niveles de esfuerzos debido a vibraciones.

Un tubo está sujeto a diferentes modos de vibración dependiendo de su configuración y de su localización en el motor. Las frecuencias de excitación estarán producidas por las velocidades de giro de los ejes del motor y accesorios. Por tanto, las funciones del soportado de un tubo son:

- Controlar las tensiones debidas a vibración en cada sección del tubo manteniendo sus frecuencias naturales fuera de los rangos de funcionamiento del motor.
- Proporcionar el amortiguamiento adecuado para reducir las amplitudes de cualquier vibración que puede surgir como resultado de un mal funcionamiento del motor o de alguno de sus componentes.

Debido a la dificultad que existe en calcular las frecuencias naturales de un tubo doblado se establecen unas distancias máximas de soportado, obtenidas en tramos de tubería rectos, calculadas a partir de la expresión definida en el punto 5.3.1. El objetivo es conseguir la distancia máxima entre apoyos (l_{MAX}), para así conseguir utilizar el mínimo número de puntos de soportado para estar por encima de una determinada frecuencia, generalmente el 150% de la velocidad de giro del eje correspondiente (f_I):

$$f_I \leq \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I}{w \cdot l_{MAX}^4}} \Rightarrow l_{MAX} \leq \sqrt[4]{\frac{K^2 \cdot E \cdot I}{(2 \cdot \pi \cdot f_I)^2 \cdot w}}$$

El término relativo al peso por unidad de longitud, “w”, debe incluir el peso del fluido en tubos de combustible y aceite.

Para estos cálculos se recomienda los siguientes valores de densidad de fluido (ρ_{FLUIDO}):

- Tuberías de Combustible: 0,030 lb/in³ ó 0,83·10⁻⁹ Tn/mm³.
- Tuberías de Aceite: 0,035 lb/in³ ó 0,97·10⁻⁹ Tn/mm³.

Dado que cada tubo puede tener una temperatura de operación diferente, el cálculo se realiza suponiendo los datos del material, su módulo elástico E, a temperatura ambiente. La frecuencia a evitar será, como se ha mencionado con anterioridad en diferentes ocasiones, para un cálculo preliminar un 150% la del eje correspondiente. Esta velocidad, si bien no es real, ya que el motor nunca alcanzará este régimen, nos permite ser conservativos en el cálculo cubriendo además el error que se comete al no considerar la temperatura real de funcionamiento del tubo, así como la rigidez real de los apoyos y fijaciones a unidades.

Las distancias obtenidas mediante este cálculo deben ser aplicadas en el diseño antes de que se lleve a cabo ningún análisis en la tubería.

Todas estas consideraciones han sido aplicadas en las tablas mostradas a continuación, en la cual se definen, a título de ejemplo, las distancias máximas entre soportes usadas en el proyecto ANTLE, para tubos de acero de distintos diámetros, en vacío (Tabla 5.3), con aceite (Tabla 5.4) y con combustible (Tabla 5.5). En estas tablas se definen para cada diámetro de tubo (OD) y su correspondiente espesor de pared (t) las distancias máximas de soportado entre abrazaderas (*clip - clip*), entre punto de soportado y conector (*end fitting - clip*), entre conectores (*end fitting - end fitting*) y con final libre.

OD (in)	OD (mm)	t (mm) (0.028")	CLIP - CLIP	END FITTING - CLIP	END FITTING - END FITTING	END FITTING - LIBRE
2	50.8	0.71	613	765	923	366
1 3/4	44.45	0.71	572	715	862	342
1 5/8	41.275	0.71	551	689	830	329
1 1/2	38.1	0.71	529	661	797	316
1 1/4	31.75	0.71	482	602	727	288
1 1/8	28.575	0.71	457	571	688	273
1	25.4	0.71	430	537	648	257
7/8	22.225	0.71	402	502	605	240
3/4	19.05	0.71	371	463	559	221
5/8	15.875	0.71	337	421	508	201
1/2	12.7	0.71	300	375	452	179
7/16	11.1125	0.71	279	349	421	167
3/8	9.525	0.71	257	321	388	154
5/16	7.9375	0.71	233	291	351	139
1/4	6.35	0.71	206	258	311	123

Tabla 5.3 – Distancias máximas para tramos de tubos vacíos

OD (in)	OD (mm)	t (mm) (0.028"))	CLIP - CLIP	END FITTING - CLIP	END FITTING - END FITTING	END FITTING - LIBRE
2	50.8	0.71	468	584	704	279
1 3/4	44.45	0.71	447	558	673	267
1 5/8	41.275	0.71	436	544	656	260
1 1/2	38.1	0.71	423	529	638	253
1 1/4	31.75	0.71	397	495	598	237
1 1/8	28.575	0.71	381	476	575	228
1	25.4	0.71	365	456	550	218
7/8	22.225	0.71	346	433	522	207
3/4	19.05	0.71	326	407	491	195
5/8	15.875	0.71	302	377	455	180
1/2	12.7	0.71	275	343	414	164
7/16	11.1125	0.71	259	323	390	155
3/8	9.525	0.71	241	301	363	144
5/16	7.9375	0.71	221	276	333	132
1/4	6.35	0.71	198	248	299	118

Tabla 5.4 – Distancias máximas para tramos de tubos con aceite

OD (in)	OD (mm)	T (mm) (0.028")	CLIP - CLIP	END FITTING - CLIP	END FITTING - END FITTING	END FITTING - LIBRE
2	50.8	0.71	477	595	718	285
1 3/4	44.45	0.71	455	568	685	272
1 5/8	41.275	0.71	443	554	668	265
1 1/2	38.1	0.71	431	538	649	257
1 1/4	31.75	0.71	403	503	607	241
1 1/8	28.575	0.71	387	484	583	231
1	25.4	0.71	379	474	571	227
7/8	22.225	0.71	351	438	529	210
3/4	19.05	0.71	330	412	496	197
5/8	15.875	0.71	305	381	460	182
1/2	12.7	0.71	277	346	417	165
7/16	11.1125	0.71	261	326	393	156
3/8	9.525	0.71	243	303	366	145
5/16	7.9375	0.71	222	278	335	133
1/4	6.35	0.71	199	249	300	119

Tabla 5.5 - Distancias máximas para tramos de tubos con combustible

5.3.3. Selección del espesor de tubería

Las directrices que a continuación se detallan son para la determinación del espesor de tubería cuando se conocen el diámetro, la presión y la temperatura de la línea fluida a diseñar. El método de determinación de este parámetro de diseño, y por ende las curvas que se utilizan para su determinación, está basado en datos experimentales.

Las tuberías que se calculen bajo el siguiente procedimiento⁶⁰ deberán ser de acero inoxidable y se calcularán para tener una vida a fatiga superior a los 35000 ciclos a una temperatura de hasta 650 °C (adicionalmente ver el apartado 3.8.2.2 para tuberías de titanio).

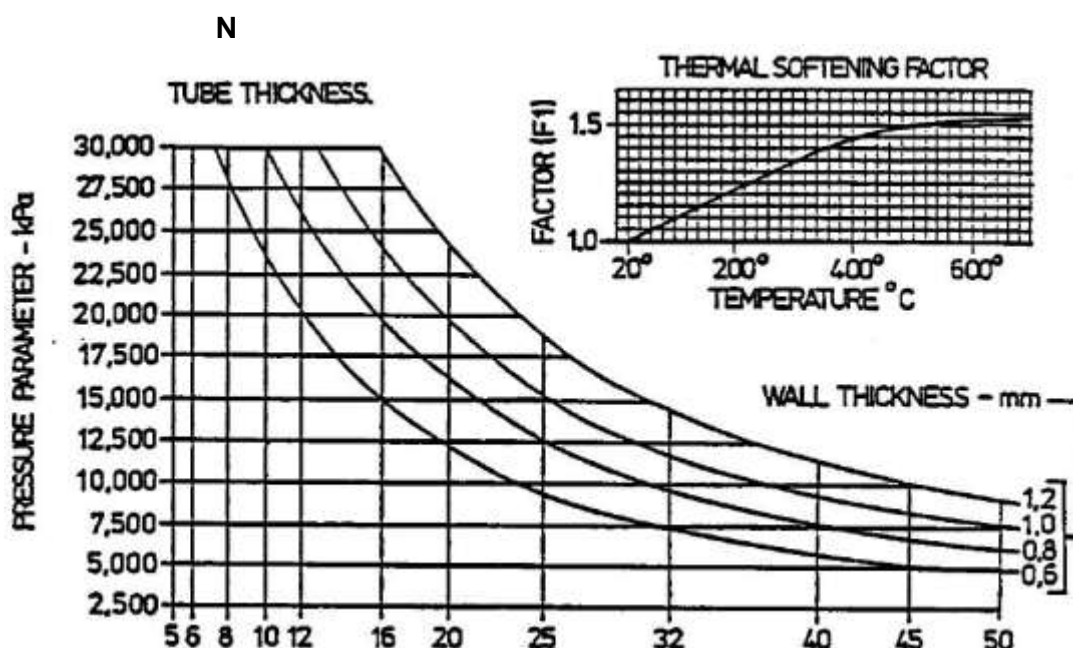


Figura 5.5 – Curvas de selección de espesor de pared para acero

⁶⁰ ROLLS ROYCE plc, JDS1820.01 Standard tubes, diameters, thicknesses and tolerances, The Technical Publications Department, s.f.

El parámetro de presión o *pressure parameter* para cualquier aplicación se calcula de la siguiente manera:

$$\text{PRESSURE PARAMETER} = \text{MFP} \times F1 \times F2$$

Dónde:

MFP: Máxima presión ante fallo en el sistema (KPa)

F1: *Thermal softening factor* de la figura 5.5

F2: Factor de doblado:

F2 = 1 para el caso de tuberías rectas.

F2 = 1.1 para tuberías con radios de doblados de 3 veces el diámetro.

F2 = 1.2 para tuberías con radios de doblados de 2.5 veces el diámetro.

5.3.4 Cálculo de soportes y fijaciones

En este apartado se pasa por revisar los criterios de cálculo, modos de fallo y criterios de aceptación para soportes, aproximando su comportamiento mediante el cálculo de orejetas, así como también criterios de cálculo para uniones atornilladas y remachadas.

5.3.4.1. Cálculo de orejetas para soportes

La metodología que a continuación se expone es de aplicación general y esta ampliamente extendida dentro de la literatura técnica aeronáutica⁶¹. A continuación se expondrá brevemente el criterio de cálculo, comenzando por los siguientes tipos de fallo en una orejeta:

- Fallo en tracción

Para el cálculo del fallo a tracción de la orejeta (ver Figura 5.6) como dato de partida se ha calculado la carga de cortadura que ejerce el tornillo sobre la orejeta correspondiente:

$$\sigma_{TENSION} = \frac{F}{2 \cdot \left(R - \frac{D}{2}\right) \cdot t} \left(= \frac{5935}{2 \cdot \left(9,5 - \frac{8,98}{2}\right) \cdot 2} = 296 \text{ MPa} \right) \quad R.F. = \frac{UTS}{\sigma_{TENSION}} = \frac{725}{296} = 2,44 (\text{OK})$$

Dónde:

$\sigma_{TENSION}$ = Esfuerzo de cortadura (MPa)

R = Radio de la orejeta (mm)

D = Diámetro del agujero (mm)

t = Espesor de chapa (mm)

F = Condición de carga (N)

RF = Factor de reserva (*reserve factor*)

UTS = *Ultimate tensile strength* (MPa)

Se ha adjuntado un ejemplo numérico en el que la carga correspondería al caso de peor carga (como podría ser ante evento de *fan blade off*. También se ha incluido un cálculo del factor de reserva para la comprobación de la integridad del componente ante el caso de carga analizado.

⁶¹ E.F.BRUHN, Analysis and design of flight vehicle structures, Jacobs Pub, 1973

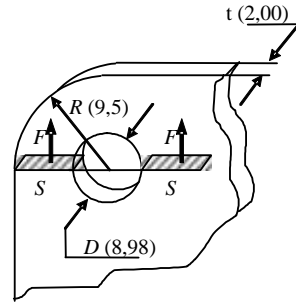


Figura 5.6 - Fallo a tracción de la orejeta

- Fallo por esfuerzos a cortadura o por plastificación

De acuerdo con la metodología expuesta por la bibliografía aeronáutica, estos dos tipos de fallos, el fallo por desgarro en cortadura (ver Figura 5.7) y por plastificación alrededor del agujero (ver Figura 5.8), están estrechamente relacionados y ambos pueden ser estudiados empleando un simple cálculo basado en curvas obtenidas empíricamente (ver Figura 5.9). La carga que origina este tipo de fallo tiene la expresión:

$$Pbru = Kbr \times UTS \times Abr$$

Donde:

Kbr = shear-bearing efficiency factor, obtenido de curvas en función de e/D y D/t
 $Abr \Rightarrow$ bearing section = $d \times t$ (siendo d el mínimo diámetro de caña del tornillo).
 UTS = Ultimate tensile strength (MPa)

El factor de reserva que presenta una orejeta ante este tipo de fallo se calcula como:

$$R.F = \frac{Pbru}{F}$$

Donde F es la fuerza a cortadura que actúa sobre la orejeta.

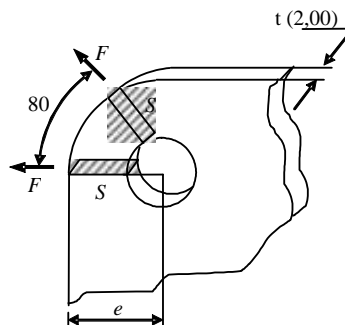


Figura 5.7 - Fallo por desgarro a cortadura

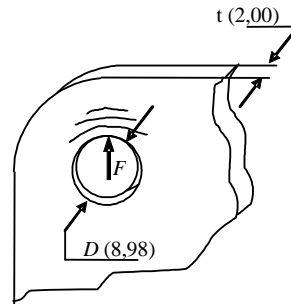


Figura 5.8 - Fallo por plastificación alrededor del agujero

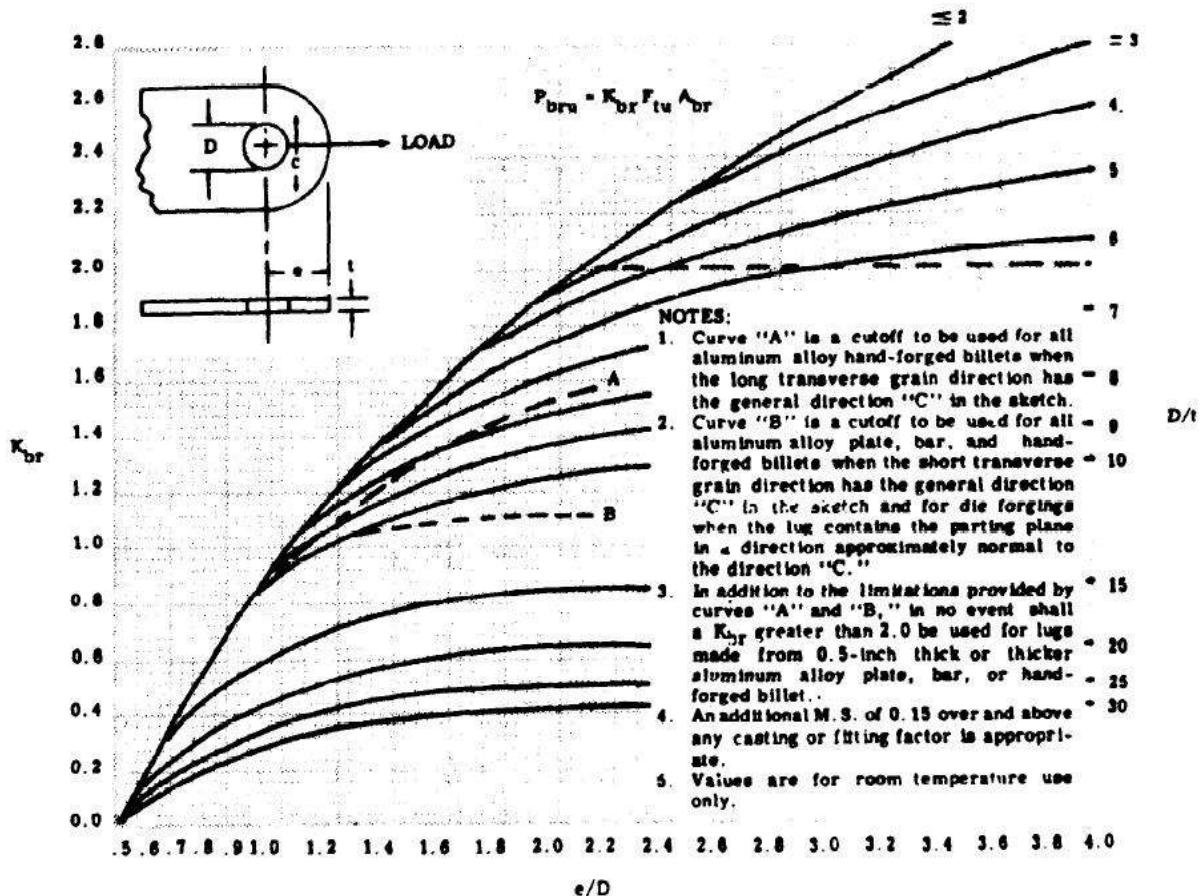


Figura 5.9 - Shear-bearing efficiency factor (K_{br})

5.3.4.2 Cálculo de uniones roscadas

La metodología que a continuación se expone es de aplicación general para el diseño en ingeniería mecánica⁶², y es ampliamente extendida dentro de la industria aeronáutica.

- Rigidez del tornillo:

El cálculo de la rigidez del tornillo, denominada K_t , se puede simplificar suponiendo que tanto la parte no roscada (espiga) como la zona roscada (cuerda) son similares de manera que el tornillo presenta la misma rigidez en toda su longitud. El valor de dicha rigidez se calcula como:

⁶² J.E.SHIGHLEY & C.R.MISCHKE, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw-Hill, 2012

$$K_t = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot E_t}{4 \cdot l}$$

Siendo:

d = Diámetro mínimo del tornillo

l = Longitud del tornillo comprendida dentro del grosor total de material sujetado

E_t = Modulo elástico del material del tornillo

- Rigidez de los elementos sujetos

El número de elementos sujetos por un tornillo se (i) en cuanto a su rigidez total se comportan como muelles en serie, de tal manera que la rigidez total del conjunto (K_m) será:

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

Donde k_i es la rigidez de cada uno de los componentes sujetos por el tornillo.

La compresión entre tornillo y tuerca se extiende desde la superficie de la pieza hacia el interior de la misma según un semi-ángulo α (ver Figura 5.10) que define un volumen troncocónico en cada uno de los elementos que están sujetos por el tornillo, y cuyo valor varía de 25° a 45°.

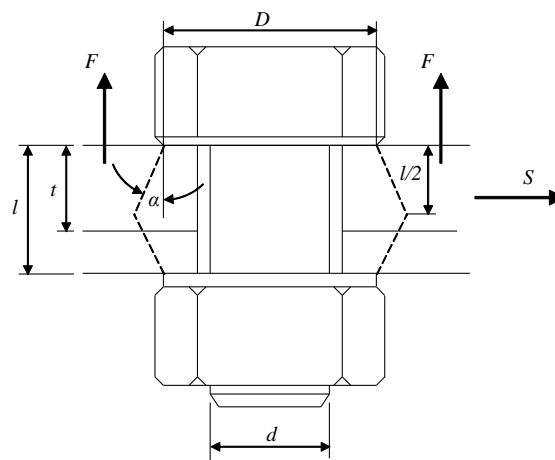


Figura 5.10 - Compresión entre tornillo y tuerca

Por integración se obtiene la expresión de la rigidez para cada uno de los troncos de cono sujetos por el tornillo. Este valor de rigidez habría que calcularlo para cada porción troncocónica de la junta. Luego las rigideces individuales se sumarían para obtener el valor total de K_m en la ecuación anterior.

- Unión atornillada con carga externa

Una vez determinadas las rigideces de la unión atornillada, esto es del tornillo y de los elementos de la junta atornillada, es cuando es posible analizar el comportamiento de la unión ante una carga externa, para poder así evaluar si la unión está correctamente dimensionada.

Así pues para los desarrollos que se van a establecer a continuación, se define la siguiente nomenclatura:

F_i = Precarga o fuerza de sujeción debida al par de apriete (N)
 F = Carga de tensión externa (N)
 F_t = Parte de F que ve el tornillo (N)
 F_m = Parte de F que ven los elementos de la junta
 $P_t = F_i + F_t$ carga total sobre el tornillo
 $P_m = F_i - F_m$ carga total sobre los elementos de la junta

El alargamiento δ (ver figura 5.11) debido a la aplicación de la carga F se puede escribir como:

$$\delta = \frac{F_t}{K_t} = \frac{F_m}{K_m} \quad \text{de donde} \quad F_m = \frac{K_m}{K_t} \cdot F_t$$

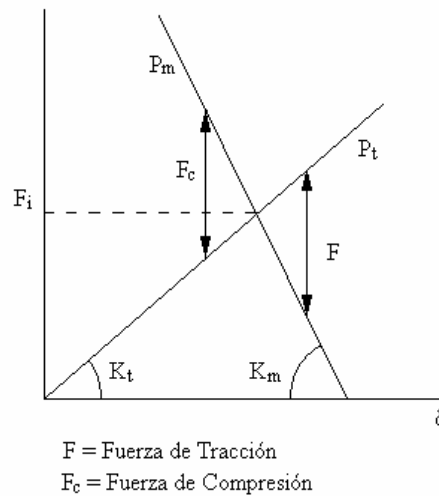


Figura 5.11 - Alargamiento de la unión roscada y carga aplicada

Por otro lado se obtiene que:

$$F = F_t + F_m = F_t \cdot \left(1 + \frac{K_m}{K_t} \right)$$

Operando y substituyendo se obtiene que:

$$F_t = \frac{K_t}{K_t + K_m} \cdot F \quad \text{y además} \quad F_m = \frac{K_m}{K_t + K_m} \cdot F$$

De esta manera podemos decir que las cargas finales que ven el tornillo y los elementos sujetos tienen la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 P_t &= F_i + \frac{K_t}{K_t + K_m} F \quad \text{o también} \quad P_t = F_i + C_t \cdot F \\
 P_m &= F_i - \frac{K_m}{K_t + K_m} F \quad \text{o también} \quad P_m = F_i - C_m \cdot F
 \end{aligned}$$

En general, los valores que más comúnmente resultan para C_t y C_m son:

$$C_t = 0.2 - 0.3$$

$$C_m = 0.7 - 0.8$$

Por otro lado, la fuerza de cortadura (P_s) en el tornillo será:

$$P_s = S - \mu \times P_m$$

siendo μ el coeficiente de fricción entre el tornillo y el elemento sujetado.

- Momento torsor sobre tornillo para una fuerza de precarga dada

De acuerdo con el texto [62], el valor de momento torsor en un tornillo (T) es el siguiente:

$$T = K \cdot F_i \cdot d$$

De donde:

T = Momento torsor (Nm)

F_i = Precarga del tornillo (N)

d = Diámetro de tornillo (m)

K = Constante que depende del ángulo de avance de la rosca (λ), el ángulo de la rosca (2α), el diámetro medio de la rosca (d_m) y del coeficiente de fricción (μ).

Sin embargo, para un valor típico de $\mu=0.15$, el valor de K es aproximadamente 0,2 sin importar el tamaño del tornillo ni si se emplean roscas bastas o finas. Por ello, podemos escribir:

$$T = 0,2 \cdot F_i \cdot d$$

- Criterios de aceptación:

El criterio de aceptación se basa en el cálculo del factor de reserva (RF) del tornillo.

Se calculará sólo para los casos de carga última en el tornillo mediante la expresión:

$$\left(\frac{P_t}{P_{tu}} \right)^2 \cdot RF^2 + \left(\frac{P_s}{P_{su}} \right)^3 \cdot RF^3 = 1$$

Siendo:

P_{tu} = Carga de rotura a tensión del tornillo.

P_{su} = Carga de rotura a cortadura del tornillo, si no existe este dato tomaremos 60% del valor de P_{tu}).

5.3.4.3 Cálculo de uniones remachadas

En general, el uso de uniones remachadas con fines estructurales debe evitarse en turbinas de gas, estando su uso restringido a diseños de motores de banco y además siguiendo las siguientes recomendaciones:

- La carga de tensión en los remaches está restringida a condiciones en las que dicha tensión es pequeña respecto a la principal, que debe ser de cortadura. Cuando sea difícil determinar si la tensión en el remache es despreciable o no, deberá usarse la unión del tipo tornillo-tuerca.
- Para la fijación de elementos con fines estructurales que vayan a soportar tensión y cortadura es deseable usar un mínimo de tres remaches no alineados con el objeto de evitar que los remaches tengan que absorber momentos de forma que trabajen a tracción pura (aconsejable sólo si es pequeña) y/o cortadura pura (aconsejable). El caso óptimo es usar 4 remaches. De esta forma, en caso de fallo de uno de ellos seguimos disponiendo de un mínimo de 3 remaches trabajando a tracción pura.
- Como regla general de dimensionamiento para el diámetro de remache a usar, se puede utilizar la siguiente regla:

$$D_{min} \geq \frac{\text{espesor a remachar}}{2}$$

- Es recomendable no utilizar un diámetro de remache, con finalidad estructural, inferior a los 3,2 mm.
- Las distancias entre centros de agujeros (*pitch*) deben estar comprendidas entre 4 y 8 veces el diámetro. En alguna ocasión o aplicación puntual sería aceptable utilizar una distancia entre agujeros de 3 veces el diámetro.
- Desde el centro del agujero remado al borde del soporte es recomendable tener una distancia mínima de dos veces el diámetro.

Para poder realizar cálculos de integridad mecánica es necesario conocer los valores máximos de esfuerzo a tensión y cortadura aceptables para el remache a utilizar.

El método de cálculo que se detalla a continuación se ha desarrollado para el tipo de remache de las series AS16000-16199, fabricados con acero DTD5036. Otra opción sería usar el mismo tipo de remache pero en MONEL en vez de acero. El MONEL tiene una carga última (UTS) ligeramente superior al acero, por lo que la carga que soportará será superior a la del remache de acero.

Puesto que en la especificación del remache no aparece el valor de carga a cortadura último ni la tensión máxima que es capaz de soportar, se ha estimado una carga de tracción y cortadura aceptable en el uso de remaches de material DTD5036. La UTS para el DTD5036 es de 494 MPa a 20°C, para tener valores de UTS a diferentes temperaturas ver Tabla 5.6. Debido a que no se encuentran datos de carga a cortadura para este acero, se ha estimado mediante la expresión siguiente:

$$F_{tc} = 0.55 \times UTS$$

	20 °C	100 °C	150° C	200° C
UTS (MPa)	494	401	380	359
F_{tc} (MPa)	272	221	209	197

Tabla 5.6 - UTS y carga a tracción máxima para acero DTD5036

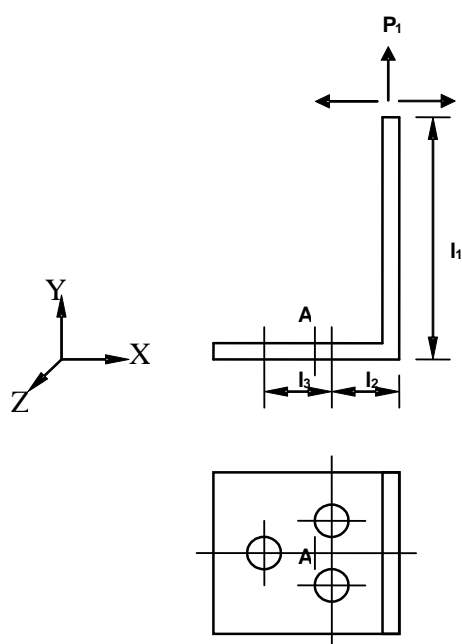
Los datos que se muestran en la Tabla 5.6 son solo aceptables para cálculos preliminares, ya que no son de calidad suficiente como para hacer referencia de ellos, son tan sólo para cálculos preliminares. Para datos más precisos sería necesario contactar con el departamento de materiales correspondiente o con el algún fabricante de este tipo de remaches y conocer los valores de cargas límite a través de ensayos reglados.

Así, la máxima carga de tensión y cortadura por remache de Acero DTD5036, considerando para cada valor se ha incluido un factor de reserva de 1.5, están mostradas en la Tabla 5.7.

DIÁMETRO NOMINAL (mm)	MAX. TENSIÓN LÍMITE ACEPTABLE (N)			MAX. TENSIÓN ULTIMA ACEPTABLE (N)			MAX. CORTADURA ACEPTABLE (N)		
	100°C	150°C	200°C	100°C	150°C	200°C	100°C	150°C	200°C
3,2	490	466	441	1035	980	925	1770	1680	1584
4,0	744	707	670	1570	1485	1405	2770	2625	2475

Tabla 5.7 – Estimación de cargas máximas para remaches AS16000

Cuando el diseñador se plantea el problema del dimensionado de un soporte, el primer paso es conocer si los remaches de fijación, en este caso para un soporte en “L” como se muestra en la Figura 5.12, resisten la carga transmitida.


Figura 5.12 – Soporte en forma de “L” con tres remaches

El caso a estudiar es un soporte en "L" sometidos a una carga " P_1 " en cualquiera de las direcciones indicadas (ver Figuras 5.13 y 5.14).

Las soluciones para cada caso resultan de aplicar el equilibrio de fuerzas en el sistema:

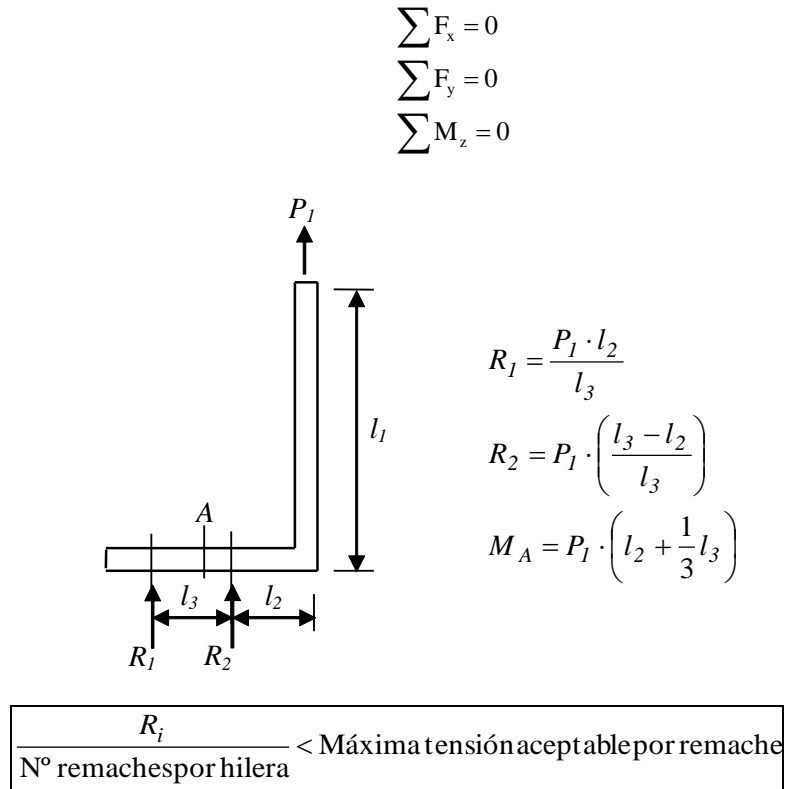


Figura 5.13 – Resolución de reacciones en los remaches para una carga vertical

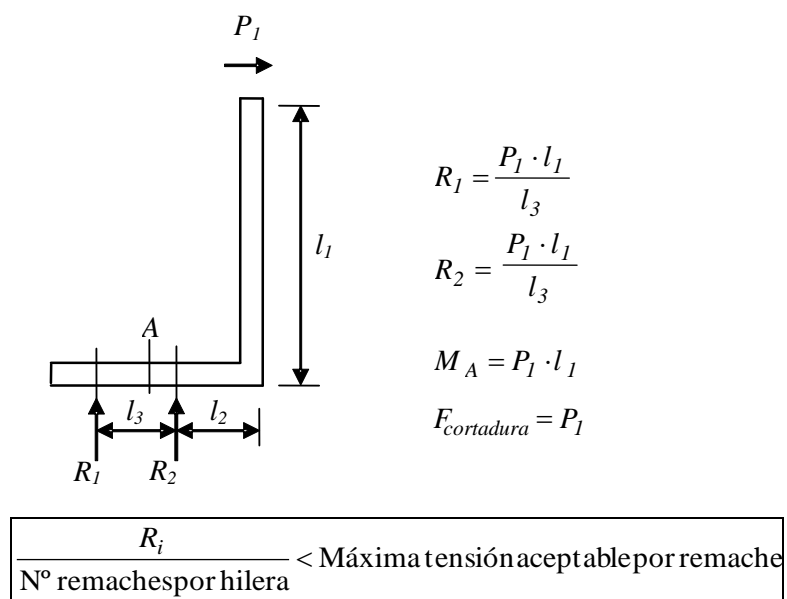


Figura 5.14 – Resolución de reacciones en los remaches para una carga horizontal

5.4 Método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos es hoy por hoy una metodología de cálculo muy extendida en el mundo de la ingeniería mecánica. Proporciona de una manera rápida y sencilla respuestas a problemas mecánicos de alta complejidad, que de otra manera requeriría infinidad de simplificaciones e incluso cotejar datos empíricos o de ensayos⁶³.

5.4.1 Modelos de elementos finitos

Los tipos de modelos de elementos finitos, dependiendo del fin que se persigue con el cálculo que se lance con posterioridad, se pueden dividir en:

- Modelo Grosero: Modelo 3D generado principalmente con elementos cáscara (*shell*), combinados con elementos sólidos (*solid*) o viga (*beam, pipe*) en partes del modelo que lo requieran. El modelo grosero tiene que representar lo más fielmente posible las características del componente: espesores, orejetas o sistemas de amarre, etc. Debe simular correctamente el comportamiento de la estructura: distribución de tensiones, momentos, desplazamientos y camino de carga resultante aceptables.

La función del modelo grosero dentro del proceso es importante porque este tipo de modelos son rápidos de procesar y se utilizará en varios pasos de la verificación completa del componente, como son el cálculo de la rigidez y la determinación de zonas a estudiar en detalle.

- Modelo Fino: Modelo 3D que representa la geometría detallada y definitiva de una zona de la estructura, como radios de acuerdo, taladros o agujeros de alivio, zonas de posibles concentraciones de esfuerzos, caminos de carga críticos, etc. Normalmente se utilizan elementos tetraedro o hexaedros parabólicos (*solid*) para simular volúmenes, y elementos cáscara (*shell*) para simular chapas.

Este tipo de modelos se utiliza fundamentalmente en el proceso de verificación del componente, tanto en su comportamiento a fatiga como contra cargas estáticas. El número y grado de detalle de modelos finos variará según la novedad del diseño y/o la incertidumbre debida a modelos anteriores.

5.4.2 Definición de la instalación y de los elementos adyacentes

Antes de crear el Modelo de Elementos Finitos (MEF) se deben definir claramente cuales son los elementos que componen la instalación a estudiar, así como seleccionar a aquellos que se van a incluir en el modelo, no sólo de la propia instalación, sino también otros elementos adyacentes cuyo efecto queremos considerar en nuestro modelo. Para ello se deben seguir las siguientes pautas:

- Tuberías: El modelo debería de incluir todos los tubos de la línea comprendida entre los extremos empotrados de la misma. Cuando existan otros tubos soportados por aquel que queremos analizar, también deberán ser incluidos en nuestro modelo. La masa de los mazos eléctricos soportados por el tubo en estudio también debe ser incluida.

- Soportes de Tuberías: En general estarán incluidos en los modelos de elemento finitos correspondientes al tubo que soportan. Si se requiere el estudio aislado de un solo soporte de este tipo, se incluirá en el modelo los tramos de tubo que incluyan los dos puntos de soportado siguientes, incluyendo sus soportes, a ambos lados del punto de soportado en estudio.

⁶³ VINCE ADAMS, Building better products with FEM, Onword Press, 1999

5.4.3 Traducción del modelo desde programas CAD

La traducción de modelos está determinada por el tipo de herramienta CAD que corresponda. Las versiones más recientes de herramientas CAE son capaces de importar directamente los ficheros CAD habitualmente empleados: Pro/E, Unigraphics, IDEAS, Catia, etc. En el caso más general siempre se pueden importar ficheros IGES, obtenidos desde el propio soporte CAD.

5.4.4 Modelado de elementos

En el modelado de tuberías, en un primer análisis se recurrirá al empleo de elementos viga (tubería hueca) con 2 nodos y 6 grados de libertad. Este tipo de malla se realizará siempre sobre la línea media del tubo, generalmente obtenida e importada del propio programa CAD.

Los parámetros empleados de forma más habitual en los elementos viga (tubería hueca) serán el diámetro exterior, espesor de pared y densidad de fluido interno, junto con las propiedades del material correspondiente. En los tubos del sistema de aire dicha densidad no será considerada.

Los elementos usados en los extremos (*end-fittings*, *tees*), puntos de rotura (*break points*), etc. serán modelados con el mismo tipo de elementos, pero dotándolos de mayor rigidez, como por ejemplo aumentando diámetro exterior y/o su espesor. Salvo en el caso de tratarse de *fittings* empotrados en carcasas o unidades deberá considerarse su masa, que será insertada en el centro de gravedad aproximado del *fitting* como una masa puntual, sin momentos de inercia, por medio de elementos tipo masa puntual.

La malla de los modelos se realizará inicialmente con elementos viga (tubería hueca). Si la zona de estudio muestra resultados no aceptables y coincide con puntos singulares debido a la propia malla habrá que recurrir a modelos de elementos placa o sólidos para confirmar dichos valores, como se muestra en las Figuras 5.15 y 5.16.

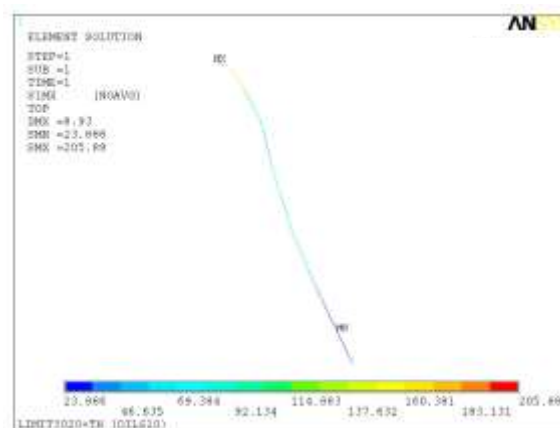


Figura 5.15 – Modelado con elementos viga de una tubería

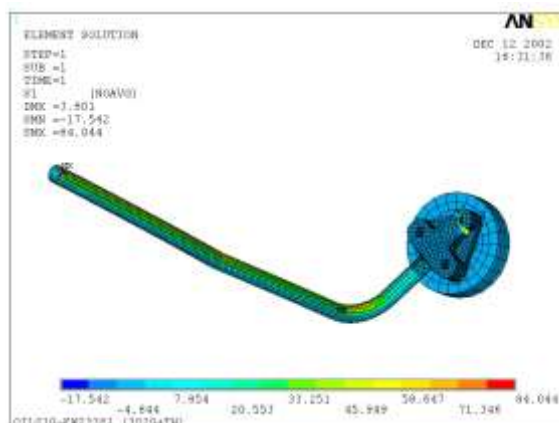


Figura 5.16 – Modelado con elementos sólidos de una tubería

En ocasiones grupos de mazos eléctricos se apoyan en las tuberías. Estos mazos eléctricos no serán representados con elementos finitos, y únicamente se tendrá en cuenta la masa que introducen en el modelo calculado.

El peso del cable, por unidad de longitud, normalmente puede ser suministrado por el propio fabricante del cable. Si no está disponible este dato, se tratará de trabajar con pesos correspondientes a estándares de cable similares al utilizado. En general, el peso físico del cable ya fabricado será menor que el valor máximo que suele dar la especificación correspondiente.

Como datos preliminares se pueden emplear los valores mostrados en la Tabla 5.8.

Designación	Nº de cores	Diámetro máximo (mm)	Peso máximo (Kg/mm x 10 ⁻⁶)
ESW1252-012-006	1	3.50	33.40
ESW1252-012-010	1	3.80	40.12
ESW1252-012-012	1	4.10	47.80
ESW1252-022-006	2	5.64	50.60
ESW1252-022-010	2	6.00	60.30
ESW1252-022-012	2	6.50	72.80
ESW1252-032-006	3	5.97	67.00
ESW1252-032-010	3	6.40	81.00
ESW1252-032-012	3	6.80	94.00

Tabla 5.8 – Peso por unidad de longitud de cables estándar

Para el modelado de soportes de chapa, se trabajará con la superficie media de la chapa a la que luego se dará espesor a través de las propiedades del elemento que en general será del tipo placa. Dichos elementos poseen 4 nodos con 6 grados de libertad. Este tipo de elementos podrá ser cuadrado o triangular dependiendo del tipo de malla. Es aconsejable tratar de realizar la malla con elementos placa cuadriláteros, rectangulares o cuadrados, pues permiten obtener resultados más fiables.

En general, los elementos placa no presentan rigidez en la dirección normal a la superficie que representan, por lo que para crear uniones solidarias se tienen que emplear al menos tres elementos viga desde un nodo en el espacio a tres nodos no alineados de la superficie (ver Figura 5.17).

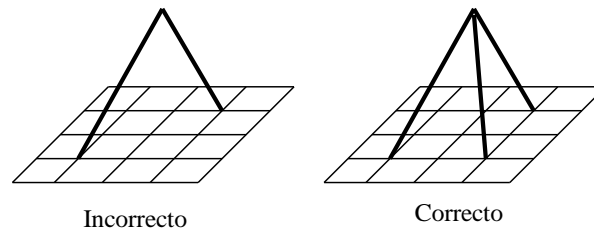


Figura 5.17 - Inclusión de elementos viga sobre un modelo placa

5.4.5 Condiciones de contorno

Una vez definido los modelos de los componentes a analizar, es primordial la correcta modelización de las condiciones de contorno. A continuación se pasa a enumerar una serie de recomendaciones básicas para conseguir este cometido.

5.4.5.1. Conexiones a accesorio o carcasa y puntos de soporte

Las uniones de tubos a carcasas y accesorios muy rígidos se representarán restringiendo todos los grados de libertad (giros y desplazamientos) en el extremo correspondiente.

El comportamiento preciso de las uniones de soportado *clip*-tubo son difíciles de evaluar, dadas las múltiples no-linealidades que presenta el elemento clip (ver Figura 5.18). La forma más habitual de representar este tipo de uniones es por medio de acoplamientos (*couplings*) entre nodos, como se puede ver en la Figura 5.19.

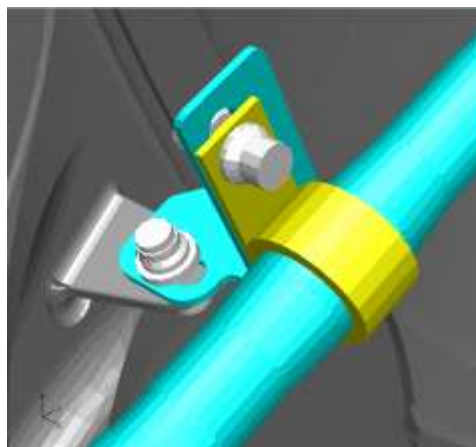


Figura 5.18 – Punto de soportado *clip* - tubo

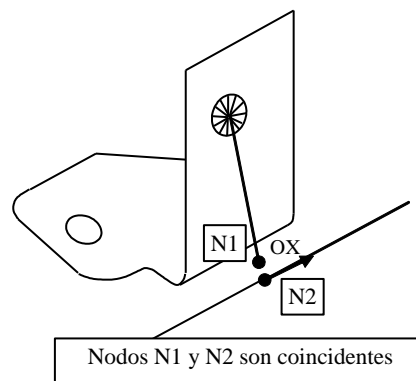


Figura 5.19 – Utilización de un *coupling* para el modelado del clip

El proceso para crear un *coupling* será el siguiente:

- 1.- Creación de un nuevo nodo N1 coincidente con aquel nodo N2 del tubo localizado en el centro del clip.
- 2.- Unión del nodo N1 al modelo del soporte o del clip, con elementos viga de gran rigidez y sin densidad.
- 3.- Rotación de ambos nodos según un Sistema de Coordenadas local con el eje OX en la dirección axial del tubo.
- 4.- Creación de los *couplings* en las direcciones correspondientes a u_x , u_y , u_z , rot_x , rot_y , rot_z .

Una vez generado estos *couplings*, para realizar los análisis estáticos y modales se procederá de la siguiente manera:

- Análisis térmicos: se liberan (borran) los *coupling* axiales de desplazamiento (u_x) y rotación (rot_x), pues se asume que durante la aplicación de una carga térmica constante el tubo puede deslizar a lo largo del clip sin cargarse excesivamente.
- Análisis de inercia y análisis modales: se mantienen todos los *couplings*, considerando así que, bajo cargas de poca duración el tubo no tiene tiempo de deslizar en el clip.

Estas hipótesis no dejan de ser aproximaciones de cálculo. Para obtener datos más precisos puede ser necesario crear un modelo fino del estándar de clip considerado.

5.4.5.2. Modelado de uniones atornilladas para soportes

Cuando existe una unión atornillada aparece un par de apriete [40], ejercido por la cabeza del tornillo sobre las superficies que mantiene unidas.

Para la realización de un análisis modal, en el que no deseemos leer esfuerzos, sino obtener frecuencias y visualizar deformadas, no será necesario la representación de la cabeza del tornillo. En estos casos bastará realizar un “vaciado” en la malla del soporte en aquellos agujeros del soporte donde haya tornillos, y uniéndolo el borde de este vaciado con el centro del agujero con ayuda de elementos viga de gran rigidez y sin densidad, como se puede ver en el ejemplo que ilustra la Figura 5.20.

Esta representación es especialmente recomendable en tornillo de fijación a brida o con pares de apriete elevados.

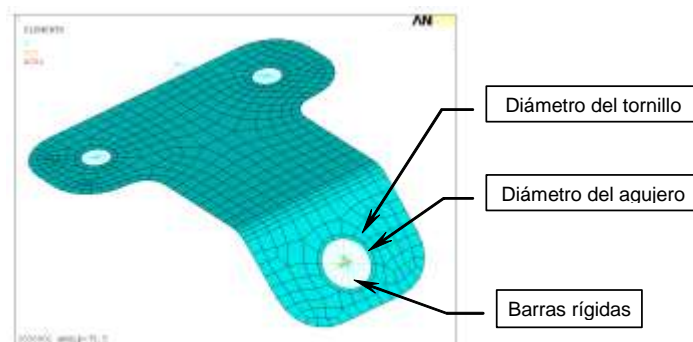


Figura 5.20 – Modelado de un soporte sin representación de tornillo

5.4.5.3. Modelado de uniones atornilladas a carcasas o accesorios

En este caso la tuerca es sustituida por un inserto roscado en un componente externo al diseño. Este caso es representativo del método de sujeción de soportes de instalación y *fittings* o conectores bridados de tuberías.

Si es previsible que el modelo vaya a servir como base para la obtención de datos de esfuerzos, se recomienda la representación de la cabeza del tornillo desde un primer modelo. Para ello, se incluirá una representación de los tornillos por medio del diámetro mínimo de la caña y el diámetro de la cabeza, para el tamaño de tornillo correspondiente.

El contacto entre el tornillo y el *fitting* o soporte se producirá a través de la sección Ac (ver Figura 5.21) común para ambos elementos. El área de apoyo del *fitting* o soporte Af y el área inferior del tornillo At se restringen en desplazamiento según las tres direcciones, sin restringir los giros, e introduciendo además en el área At el desplazamiento axial que origine en el tornillo la carga nominal de apriete a temperatura ambiente de acuerdo al par aplicado.

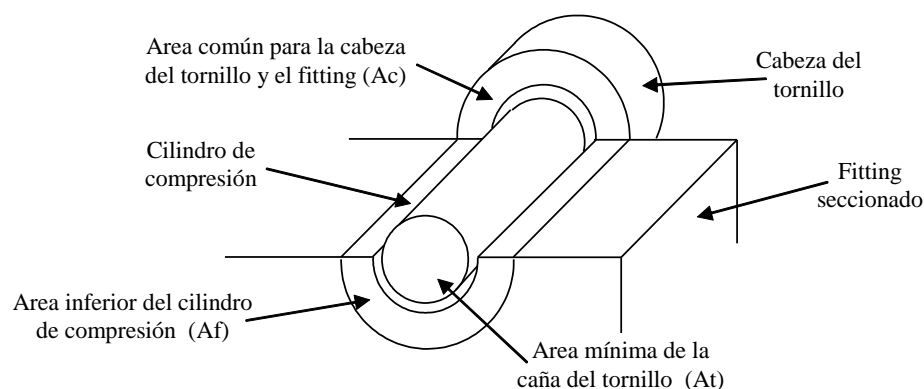


Figura 5.21 – Contactos entre tornillo y *fitting*

El cono de compresión generado sobre la pieza por el tornillo al aplicar el apriete se simplificará asumiendo que se trata de un cilindro hueco definido por el diámetro de la cabeza del tornillo y el diámetro del agujero correspondiente. Esta simplificación no altera los valores de esfuerzo obtenidos en la pieza y el tornillo y es conservativa en cuanto que permite una deformación mayor. La exactitud de esta aproximación será tanto mayor cuanto menor sea el espesor de la pieza.

Con objeto de tener en cuenta la precarga que soportan el tornillo (a tracción) y el soporte (a compresión) al aplicar el par de apriete, se analizará un primer caso a temperatura ambiente aplicando como única carga un desplazamiento forzado axial DTO (ver Figura 5.22) en los tornillos calculado a partir de la precarga teórica a tracción según el siguiente planteamiento.

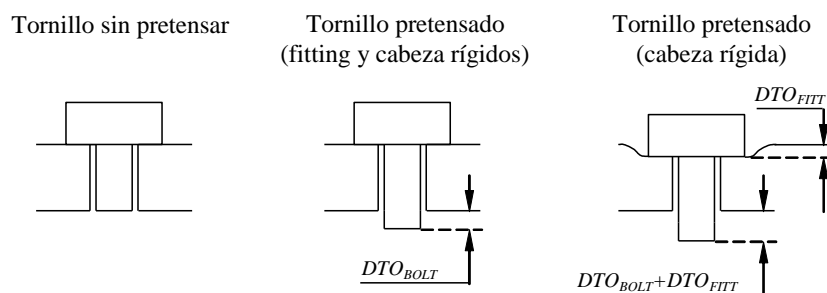


Figura 5.22 – Precarga y desplazamiento forzado axial de una unión atornillada

Se define como el desplazamiento forzado axial de la unión como la suma del alargamiento del tornillo más la compresión sufrida por el soporte.

$$DTO = DTO_{BOLT} + DTO_{FIT} = \frac{P \cdot L}{A_{BOLT} \cdot E_{BOLT}} + \frac{P \cdot L}{A_{FIT} \cdot E_{FIT}}$$

Donde:

P = Carga nominal (N) debida al par de apriete según normas

L = Espesor del soporte (mm)

A_{BOLT} = Sección mínima (mm²) de la caña del tornillo

E_{BOLT} = Módulo elástico (MPa) del material del tornillo a temperatura ambiente

A_{FIT} = Sección (mm²) del anillo cilíndrico del soporte bajo el efecto de apriete del tornillo

E_{FIT} = Módulo elástico (MPa) del material del soporte a temperatura ambiente

Del modelo así creado se obtendrán las reacciones verticales en los nodos de cada uno de los apoyos cuya suma R resultará menor que la carga nominal de apriete P en el tornillo correspondiente debido a la deformación que sufren, por un lado la cabeza de los tornillos y por otro el soporte en las proximidades del agujero.

Con el fin de conocer las fuerzas que las uniones atornilladas transmiten sobre la carcasa o el accesorio sobre el que van fijadas (ver Figura 5.23), es necesario obtener las reacciones máximas (R) producidas por el *fitting* en las proximidades de dichas uniones atornilladas.

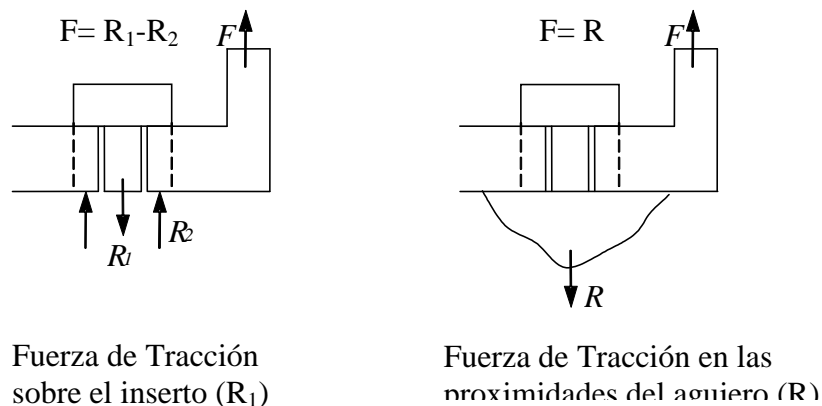


Figura 5.23 – Reacciones en las uniones atornilladas

El valor de dicha reacción se calcula de forma sencilla mediante la igualdad:

$$R = R_1 - R_2$$

Donde:

R_1 = Máxima fuerza a tracción que pueden ver los tornillos, teniendo en cuenta el pretensado aplicado.

R_2 = Fuerza de compresión sobre el agujero correspondiente del *fitting*.

Se comprueba que el valor de R así calculado es conservativamente mayor que la reacción vertical obtenida en un modelo simplificado en el que los tornillos se sustituyen por elementos vigas de gran rigidez unidos a un único nodo en el centro inferior del taladro y sobre el cual se restringen todos los desplazamientos.

5.4.5.4. Modelado de contacto entre superficies

Entre las posibles no-linealidades que pueden aparecer en un análisis están los contactos entre distintas partes del modelo. El análisis de estos problemas es complejo por varias razones:

- La rigidez tangencial y normal de las superficies en contacto cambia al variar el estado del contacto.
- Las regiones en contacto son, en general, desconocidas al inicio del análisis.
- En la mayor parte de los problemas aparecen fenómenos de fricción.
- Las condiciones de contorno de las partes pueden estar definidas por su contacto con otras.

Todas estas razones hacen que el análisis detallado de contactos presente grandes problemas de convergencia y no se realice habitualmente, pues en ocasiones requiere llevar a cabo un proceso iterativo, modificando las condiciones del contacto, hasta obtener el resultado deseado.

Una aplicación aproximada de los contactos es la unión comúnmente denominada *Contact Assembly*. Básicamente, es un estado en el que se impone que las superficies en contacto se comporten como si fueran solidarias, evitándose las no-linealidades y los consiguientes problemas de convergencia en el modelo.

El empleo del *Contact Assembly* es un método aproximado con las siguientes ventajas/desventajas:

- Permite definir el comportamiento aproximado que tendría un contacto real.
- Ayuda a evitar la aparición de picos de esfuerzo en el modelo al permitir alejar las condiciones de contorno (ej. modelando una porción de brida sobre la que se fija un soporte, en vez de aplicar las condiciones de contorno en el propio soporte directamente).
- Por el contrario, no representa fielmente el comportamiento real del contacto y pueden falsearse los resultados.
- Pueden aparecer picos de esfuerzos elevados entre las superficies en contacto.

5.4.5.5. Modelado de soldaduras

Para las zonas de soldadura se tratarán de tal manera que durante la fase de preparación del modelo de elementos finitos, se generará la geometría de referencia conveniente en las zonas en las que se prevea el uso de soldaduras. De esta forma, al generar la malla aparecerán nodos y/o elementos en dichas localizaciones.

Los resultados de esfuerzos leídos en dichas localizaciones se compararán con las propiedades adecuadas del material. En caso de no disponer de datos procedentes de probetas soldadas, se tomarán los valores de la propiedad correspondiente de probetas sin soldadura y se aplicará el porcentaje de reducción especificado por el Departamento de Materiales. Para estimaciones preliminares, dicho porcentaje se puede tomar entorno al 15%-20%. En todo caso, previamente a emitir conclusiones sobre zonas con soldaduras el Departamento de Materiales debe confirmar el valor de reducción de propiedades a aplicar.

5.5 Tipos de análisis

Para poder asegurar que la propuesta de diseño de tuberías y sus soportes y pueden dar respuesta a las necesidades de integridad mecánica y vida requerida para el proyecto en cuestión son necesarios una serie de análisis. Los análisis que permiten dar respuesta a las necesidades de integridad mecánica y vida son: un análisis estático, bajos cargas límites y últimas, un análisis de vida a fatiga de bajos ciclos, un análisis dinámico del sistema o sistemas, comprendiendo un modal, uno respuesta en frecuencias y de fatiga de altos ciclos y un análisis bajo cargas debidas a pérdidas de álabes. Estos tipos de análisis se pasan a describir a continuación.

5.5.1 Análisis estático bajo carga límite y última

Se define como carga límite a aquella carga máxima, de tipo estático, que puede aparecer durante la operación normal del motor y del avión. Bajo el efecto de una carga límite, no es admisible la aparición de deformaciones permanentes, ni aquellas deformaciones elásticas que puedan interferir en el funcionamiento seguro del motor. Normalmente existe una gran dificultad para poder satisfacer este criterio en materiales con un bajo límite elástico.

Se define como carga última es aquella carga máxima, de tipo estático, que puede aparecer durante una operación anormal o un fallo del motor o del avión. Bajo el efecto de una carga última, no es admisible la rotura ni la aparición de deformaciones permanentes que puedan interferir en el funcionamiento seguro del motor. Inicialmente, y bajo un criterio conservativo, las cargas últimas se analizan por medio de análisis lineales. Si actuando de esta manera los resultados no son aceptables, los especialistas de cálculo recurren al análisis no lineal del modelo permitiendo la plasticidad del material bajo el efecto de estas cargas.

5.5.2 Fatiga de bajo ciclo (LCF)

Durante las condiciones normales de funcionamiento del motor aparecen cargas englobadas dentro de un ciclo típico de vuelo y que ocasionan una disminución de la vida en servicio cada vez que el motor realiza una operación normal.

El análisis de fatiga a bajos ciclos establece el número de ciclos que una pieza puede aguantar hasta la aparición de la primera grieta.

Para el análisis de vida de un componente hay que considerar qué cargas son permanentes y cuáles son alternantes. Estas últimas desaparecen cada vez que el motor acaba su misión.

En el caso de que se pida obtener el número de vuelos típicos que el componente puede trabajar sin grietas, habría que conocer cuántas veces aparecen las cargas alternantes por cada ciclo de vuelo.

Para ello hay que obtener el estado de esfuerzos de la pieza a lo largo del ciclo típico de fatiga, que define el propietario del motor y, a través de él, sacar el número de ciclos por cada vuelo. En muchas ocasiones no es fácil conocer el espectro de cargas al que se ve sometido una pieza durante un ciclo de vuelo. En estos casos, para simplificar, se considera que cada vuelo equivale a un ciclo.

La concentración de esfuerzos es un fenómeno localizado donde la distribución de fuerzas hace que algunas regiones del material estén expuesta a esfuerzos mucho mas altos que la media aplicada. Cuando una pieza se encuentra bajo la actuación de cargas alternantes (análisis de fatiga) siempre se deberá tener en cuenta el efecto de la concentración de tensiones. En este caso se define el factor de concentración de tensiones (K_t) como:

$$K_t = \frac{\text{Tensión de pico que aparece en el concentrador}}{\text{Tensión nominal en ausencia del concentrador}}$$

Si se dispone de las curvas S-N (tensión – número de ciclos) del material particularizadas para el valor K_t requerido se entrará en las mismas con el valor de tensión elástica procedente del modelo de elementos finitos. Normalmente, el valor de tensión tabulado corresponde a la tensión neta, es decir a la que se produce en el concentrador dividida por K_t .

5.5.3 Análisis dinámico

Estudia el comportamiento dinámico de una estructura considerando su rigidez, su inercia (debido a la masa) y su amortiguamiento, es decir, frecuencias naturales y modos de vibración y/o desplazamientos y esfuerzos bajo cargas que varían con el tiempo.

En un análisis dinámico se estudian uno o varios de los siguientes puntos:

- Frecuencias naturales y modos de vibración – análisis modal
- Efecto bajo cargas alternantes – análisis armónico

Definiéndose la ecuación general del movimiento como sigue:

$$[M]\left\{\frac{d^2u}{dt^2}\right\} + [C]\left\{\frac{du}{dt}\right\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}$$

Donde:

M = Matriz de masa del sistema
C = Matriz de amortiguamiento
K = Matriz de rigidez del sistema
f(t) = Vector de fuerza aplicada
u(t) = Vector desplazamiento

Ha de mencionarse que en los análisis modales la estructura vibra libremente ($F(t)=0$) sin tener en cuenta el amortiguamiento estructural C. Esto es debido a que para valores de amortiguamiento pequeños ($\xi \leq 0,02$) la frecuencia natural del sistema (amortiguada) y la de resonancia (no amortiguada) prácticamente coinciden.

En los análisis armónicos $F(t)$ y $u(t)$ son funciones armónicas del tipo $X=X_0 \times \sin(\omega t + \phi)$ siendo:

X = Amplitud de la oscilación.

Ω = Pulsación, $\omega = 2 \times \pi \times f$, con f como frecuencia de la oscilación.

ϕ = Desfase.

En general las consideraciones que se deben hacer para realizar el modelo para sistemas dinámicos serán las mismas que para análisis estáticos.

Se debe incluir sólo la geometría necesaria y realizar una malla fina allí donde se requiera un nivel de detalle más alto.

El fenómeno de amortiguamiento, vital para sistemas que tienen que soportar cargas dinámicas, es el mecanismo de disipación de energía por el cual se reduce la vibración con el tiempo t , pudiendo llegar a detener dicha vibración. Este amortiguamiento puede ser:

- Amortiguamiento viscoso – Es función del medio.
- Amortiguamiento sólido o Histéresis – Es función de la propia estructura, también se denomina amortiguamiento estructural, este tipo de amortiguamiento es muy difícil de cuantificar.

En general nos referiremos, en este documento, al amortiguamiento viscoso simplemente como amortiguamiento. Su valor viene especificado por la relación de amortiguamiento:

$$\xi = \frac{c}{c_c} = \frac{\text{constante de amortiguamiento}}{\text{constante de amortiguamiento crítico}}$$

El valor de ξ es el más utilizado y puede venir definido por otras constantes cuya relación con ξ son conocidas, como por ejemplo el Coeficiente de Amplificación Q, cuyo valor es:

$$Q = \frac{1}{2 \cdot \xi}$$

5.5.3.1 Análisis modal

A través del análisis modal de una estructura o sistema se permite conocer de esta sus frecuencias naturales de vibración y los modos de vibración. Además, el análisis modal además proporciona los siguientes beneficios:

- Se pueden realizar modificaciones en el diseño para que sus frecuencias de vibración queden fuera de un rango determinado y así evitar resonancias, o hacer que vibre a una frecuencia en concreto. En este caso se utilizará el Diagrama de Spoke o Campbell como herramienta para identificar las frecuencias naturales potencialmente peligrosas. Un ejemplo de dicho diagrama se puede ver a continuación en la Figura 5.24.
- Da una idea de cómo responderá el diseño a distintos tipos de cargas dinámicas.
- Sus resultados pueden emplearse en otros tipos de análisis dinámicos.

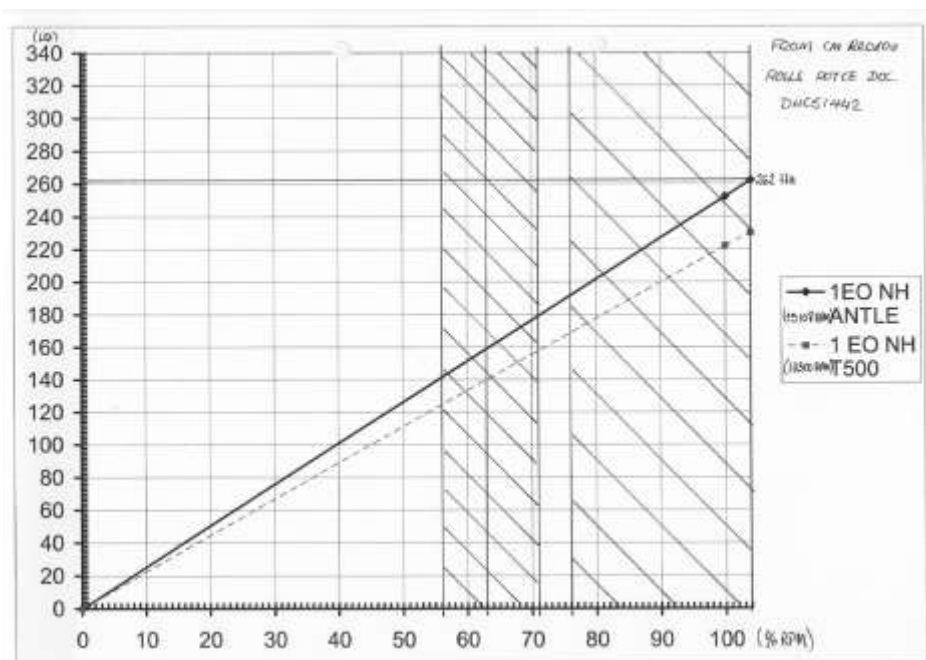


Figura 5.24 – Diagrama de Spoke o Campbell

Puesto que en un análisis modal se asume que no existe excitación exterior (vibración libre) y se ignora el amortiguamiento, la ecuación general del movimiento queda en la forma:

$$[M]\left\{\frac{d^2u}{dt^2}\right\} + [K]\{u\} = \{0\}$$

La solución a esta ecuación es del tipo armónico, $X=X_0 \times \sin(\omega t + \varphi)$. Para un problema de un solo grado de libertad, es decir, un muelle de constante K sobre la que cuelga una masa M , esta ecuación daría un resultado:

$$M \times [-X_0 \times \omega^2 \times \sin(\omega t + \varphi)] + K \times [X_0 \times \sin(\omega t + \varphi)] = 0$$

$$K = M \times \omega^2 = M \times (2 \times \pi \times f)^2$$

$$f = \frac{1}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{K}{M}}$$

Y en su manera matricial resultaría:

$$([K] - \omega^2 [M])\{u\} = \{0\}$$

La resolución de esta ecuación es un problema de autovectores/autovalores en el que:

- Los autovalores son las frecuencias de vibración (tantas como grados de libertad tenga el modelo).
- Los autovectores definen modos de vibración.

5.5.3.2 Análisis armónico o de respuesta en frecuencia.

Permite conocer la respuesta de un sistema bajo cargas sinusoidales de frecuencia conocida. Las cargas aplicadas pueden ser una carga armónica (ya sean fuerzas, presiones y/o desplazamientos impuestos, de amplitud y frecuencia conocidas) o varias cargas armónicas, en fase o no, todas a la misma frecuencia.

Dichas cargas vienen definidas, generalmente, según una envolvente de vibraciones, la cual define el valor de la carga en función de la frecuencia. Un ejemplo de dicha envolvente, en este caso para los motores de la familia Trent 900, puede verse en la Figura 5.25.

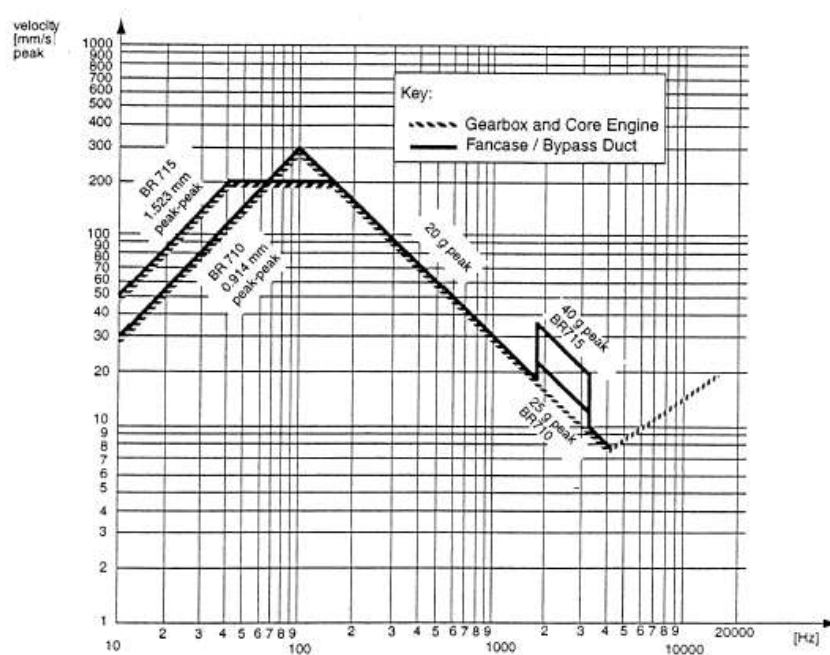


Figura 5.25 – Diagrama de frecuencias de un motor

Los resultados que pueden obtenerse de este análisis son los desplazamientos armónicos en cada grado de libertad (DOF), en general desfasados con la carga aplicada y otros valores derivados como son los esfuerzos y las deformaciones.

En esta ocasión la ecuación general del movimiento toma la siguiente expresión:

$$[M]\left\{\frac{d^2u}{dt^2}\right\} + [C]\left\{\frac{d^2u}{dt^2}\right\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}$$

$[F]$ y $\{u\}$ son ahora funciones armónicas que varían senoidalmente con una frecuencia ω conocida, obteniéndose la solución de dicha ecuación dentro del campo de los números complejos o fasorial. Por lo tanto, los desplazamientos obtenidos tendrán parte imaginaria si se especifica un amortiguamiento en el modelo o si las carga aplicadas también tiene parte imaginaria. Los resultados podrán ser visualizados en forma real/imaginaria o en forma de ángulo/fase.

La existencia de otras cargas como temperatura, gravedad, etc, en general también puede ser tratada por la herramienta CAE como si fueran funciones sinusoidales durante un análisis armónico, por lo que conviene eliminarlas durante la realización de este tipo de análisis.

5.5.3.3 Aplicación a fatiga de alto ciclo (HFC)

El motor es un mecanismo rotativo susceptible de producir cargas vibratorias debidas al desequilibrio de sus componentes. Los elementos exteriores del motor por tanto, están sometidos a vibraciones procedentes de varias fuentes, como son las propias revoluciones del motor, las revoluciones de los accesorios y otras fuentes aleatorias no catalogadas en las anteriores.

Si la frecuencia natural del elemento coincide con las fuentes de excitación se produce una amplificación dependiendo de una serie de condiciones que puede provocar el fallo de la pieza. Al estar inducidas por la rotación del motor estas cargas actúan de forma cíclica sobre el componente un número elevado de veces a lo largo intervalos cortos de tiempo (ciclos) produciendo lo que se denomina fatiga de altos ciclos.

Como se ha mencionado con anterioridad existen dos tipos principales de análisis de vibraciones:

- Análisis modal (ver punto 5.5.3.1), cuyo objetivo con relación al análisis HCF es obtener únicamente las frecuencias naturales de la pieza. Los niveles de tensiones y desplazamientos no son representativos ya que no se tienen en cuenta parámetros de entrada como amortiguamiento, fuente de excitación, etc.
- Análisis de respuesta en frecuencia (ver punto 5.5.3.2) cuyo objetivo con relación al análisis HCF es obtener la respuesta del sistema ante una carga de excitación conocida, procedente normalmente de los desequilibrios de las partes móviles del motor.

Este tipo de análisis se realiza una vez que se obtienen las frecuencias naturales y el amortiguamiento. Aunque el amortiguamiento (ξ) es un dato experimental, se considera normalmente un ξ teórico del 2%.

5.5.4 Análisis bajo cargas debidas a pérdidas de un álabe

Este tipo de análisis es un requerimiento impuesto por las regulaciones internacionales de aeronavegabilidad. Tras el desprendimiento de un álabe, ya sea del fan, compresor o turbina, se producen las siguientes fases:

- Impacto del álabe en la carcasa que lo contiene, esta fase tiene una duración inferior a los 6 milisegundos, por lo que se considera instantánea. En esta fase se producen grandes aceleraciones y deformaciones impuestas que deben ser tratadas como carga última estática. El valor de aceleración durante esta fase puede ser superior a 60g.
- Moderación del motor (*Rundown*), esta fase tiene una duración entre 2 y 3 segundos tras el desprendimiento del álabe. En esta fase tiene lugar una deceleración rápida desde el régimen de giro normal a molinete y se producen grandes aceleraciones de inercia impuestas debido al desequilibrio consecuencia del desprendimiento del álabe. Estas cargas deben ser tratadas como cargas últimas estáticas. El valor de aceleración durante esta fase puede alcanzar 40g.
- Régimen de Molinete (*Windmilling*), esta fase tiene una duración máxima de 90 minutos, la cual corresponde al tiempo en tomar tierra en el aeropuerto más cercano a la ruta seguida. Las cargas asociadas a esta fase deben ser tratadas como cargas de fatiga de alto ciclo, es decir, obtener la respuesta del sistema a la frecuencia de giro de molinete. El valor de deformación de las carcasas que será el desplazamiento a imponer en los apoyos puede alcanzar los 4 mm.

5.6 Análisis de tuberías rígidas

En este apartado se van a enumerar las diferentes cargas a las que una tubería se va a ver sometida durante su ciclo de vida para a continuación definir unos criterios de aceptación del diseño para soportar las cargas estáticas y para fatiga a bajo y alto ciclo. Con posterioridad se va a proceder a definir cargas y criterios de igual manera para los conectores o *fittings* de dicha tubería.

5.6.1 Cargas

Existen distintos tipos de carga que actúan sobre los tubos y producen tensiones estáticas y cíclicas que deben ser calculadas y combinadas para su posterior chequeo frente al criterio de fallo adecuado. Estas cargas están producidas principalmente por las siguientes causas:

- Por condiciones de funcionamiento en operación: Presión interna, Temperatura, Maniobra y Vibraciones.
- Montaje de la tubería: Tolerancias de Montaje y de Fabricación

5.6.1.1 Cargas por presión interna

La presión del fluido interno, aire, combustible o aceite, origina en el tubo tensión radial o *Hoop Stress* y longitudinal, que son calculadas analíticamente según las siguientes expresiones:

$$\text{Esfuerzo Radial (Hoop)} S_z = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t}$$

$$\text{Esfuerzo Longitudinal } S_L = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t}$$

Donde:

P = Presión de diseño. El valor de dicha presión puede ser:

- *NMWP (Normal Maximum Working Pressure)*: es la máxima presión diferencial que aparece en condiciones normales de operación.
- *MWP (Maximum Working Pressure)*: es la máxima presión diferencial que podría aparecer en las condiciones más adversas de operación.
- *MPP (Maximum Possible Pressure)*: es la máxima presión diferencial que podría aparecer en las condiciones más adversas de operación y asumiendo un fallo en algún otro componente relevante del motor.

D = Diámetro exterior del tubo.

t = Espesor de pared, considerando una pérdida de espesor del 10% en el proceso de doblado.

La tensión debida a presión interna aparece cada vez que el motor entra en funcionamiento. Por esta razón, se calculará el esfuerzo longitudinal (S_L) en el tubo bajo criterios límite (S_L)_{LIM} y último (S_L)_{ULT} y, posteriormente, se combinará con la tensión producida por otras cargas para analizar el comportamiento a fatiga de la tubería, como carga alternante en fatiga de bajo ciclo (LCF) y como carga permanente en fatiga de alto ciclo (HCF).

El *Hoop Stress* (S_z) se calculará separadamente con el objeto de definir qué tubos deberían ser sometidos a una prueba hidráulica de presión interna (*Proof* y *Ultimate*). Para ello, se calcula el *Proof Reserve Factor* (PRF) y el *Ultimate Reserve Factor* (URF) de acuerdo con las fórmulas siguientes, en línea con la metodología usada para la selección de espesor de tubería.

$$PRF = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{PROOF}} \quad \text{donde} \quad \sigma_{PROOF} = \frac{P_{PROOF} \cdot D}{2 \cdot t}$$

$$URF = \frac{UTS}{\sigma_{ULTIMATE}} \quad \text{donde} \quad \sigma_{ULTIMATE} = \frac{P_{ULTIMATE} \cdot D}{2 \cdot t}$$

Siendo $\sigma_{0.2}$ y UTS las propiedades del material del tubo a temperatura ambiente.

Los valores de P_{PROOF} y $P_{ULTIMATE}$, de acuerdo con la norma EASA CS-E Change 6 Chapter C3-4, Appendix 1.2, se definen como:

$$P_{PROOF} = \text{valor máximo entre } (1.0 \times MWP \times FP) \text{ y } (1.33 \times NMWP \times FP)$$

Siendo:

$$FP \text{ (Proof Temperature Factor)} = \frac{\sigma_{0.2} \text{ a temp. ambiente}}{\sigma_{0.2} \text{ a la temp. de operación}}$$

$$P_{ULTIMATE} = \text{valor máximo entre } (1.15 \times MPP \times FU), (1.5 \times MWP \times FU) \text{ y } (2.0 \times NMWP \times FU)$$

Siendo:

$$FU \text{ (Ultimate Temperature Factor)} = \frac{UTS \text{ a temp. ambiente}}{UTS \text{ a la temp. de operación}}$$

Es un criterio de aceptación habitual considerar la prueba de presión hidráulica sólo en aquellos tubos en los que $PRF \leq 2$, de acuerdo con las normativas internacionales y los criterios de diseño de diferentes compañías propietarias de la certificación de motor completo.

Por otro lado, el valor de URF sirve para estimar que la integridad de la tubería no se verá afectada bajo condición última de presión interna, es decir: aquellos tubos en los que $URF < 1$ estarán sometidos a una tensión superior a la UTS del material pudiendo aparecer, como consecuencia, una grieta y debiendo modificarse por ello su diseño, por ejemplo incrementando el espesor de pared o cambiando el material a otro estándar de mejores propiedades mecánicas.

5.6.1.2 Cargas por tolerancias de fabricación y montaje

El montaje de la tubería sobre el motor puede originar problemas de desalineamiento debido principalmente a las tolerancias en el doblado del tubo y la soldadura de los *end-fittings* en los tubos así como las distintas desviaciones que pueden aparecer entre los distintos módulos y accesorios del motor.

Estas cargas actúan sobre toda la tubería de forma permanente ocasionando esfuerzos (S_{TOL}), no sólo en el propio tubo, sino también en accesorios, carcasas, soportes, y en general, en cualquier punto donde el tubo sea fijado. En el análisis de fatiga de la tubería, la tensión debida a tolerancias será considerada como carga permanente, tanto para bajo ciclo (LCF) como para alto ciclo (HCF).

Las tolerancias de montaje, se deben a las desviaciones entre carcasas y accesorios del motor definidas normalmente en los planos de detalle de conexión (*interface*) entre los distintos componentes. Las tolerancias de fabricación aparecen en las normas correspondientes dentro de cada proyecto.

A continuación se definen cuales son las tolerancias lineales y angulares de los *end-fittings* de una tubería después de haber sido soldados. A modo de resumen, estas tolerancias en cada extremo del tubo son:

- Tolerancia longitudinal: ± 0.65 mm.
- Tolerancia radial: ± 0.75 mm.
- Tolerancia angular: $\pm 1^\circ$

Existe una norma de fabricación de Rolls-Royce, en la cual se muestra las tolerancias de fabricación y montaje unificados, con los siguientes valores [30]:

- Uniones con *fittings* bridados:
 - Tolerancia longitudinal: ± 1.00 mm.
 - Tolerancia radial: $\pm 1/2$ del diámetro del agujero de la brida.
- Uniones con *fittings* tuerca-ferrule:
 - Tolerancia longitudinal: ± 1.00 mm.
 - Tolerancia radial en uniones del tubo y accesorios: ± 2.50 mm
 - Tolerancia radial en uniones entre tubos:
 - $\pm 1/3$ del diámetro exterior del tubo cuando éste es < 20 mm
 - $\pm 1/5$ del diámetro exterior del tubo cuando éste es ≥ 20 mm

Teniendo en cuenta lo expuesto, el estudio de tolerancias desde el punto de vista de esfuerzos sólo se llevará a cabo en aquellos casos en los que las desviaciones hayan sido definidas con precisión o constituyan un motivo de preocupación para garantizar la integridad del tubo al ser combinado a fatiga con otras cargas (por ejemplo, a través de concesiones).

5.6.1.3 Cargas Térmicas

Bajo las condiciones de operación, las tuberías están sometidas a las cargas térmicas de funcionamiento que, en general, originan expansiones relativas entre accesorios y carcasas, así como en los propios tubos. Las tensiones que se originan (S_T) se deben a dos motivos principales:

- Restricción de la expansión de la tubería por los puntos de soportado.
- Imposición de desplazamientos forzados sobre la tubería en los puntos de soportado.

El análisis térmico de los tubos debe realizarse bajo Criterios Límite ($S_T)_{LIM}$, Último ($S_T)_{ULT}$ y de Fatiga de Bajos Ciclos siempre que se proporcionen por parte del especialista del sistema fluido correspondiente las condiciones de funcionamiento requeridas.

El análisis se realizará suponiendo que el tubo se encuentra sometido a la temperatura del fluido interno, despreciándose las pérdidas de calor que pudieran producirse a través de sus paredes, así como el calentamiento o enfriamiento que se origina por las condiciones térmicas del entorno. Al mismo tiempo se aplicarán los desplazamientos térmicos en los puntos de soportado de la tubería, de acuerdo con la información suministrada por los responsables de diseño de las carcasas (a modo de ejemplo ver Tabla 5.9, Tabla 5.10 y Figura 5.26), el Departamento de *Whole Engine Model* (WEM), etc.

Los desplazamientos relativos en distintos puntos del motor debido a cargas térmicas suelen, en general, estar calculados únicamente en las bridas de las carcasas. La expansión relativa en otros puntos deberá ser interpolada a partir de los datos disponibles o bien, calculada manualmente mediante la expresión:

$$\Delta L = \alpha \times L \times \Delta T$$

Siendo:

$\Delta L \Rightarrow$ Desplazamiento relativo incógnita.

$\alpha \Rightarrow$ Coeficiente de expansión térmica del material a la temperatura considerada.

$L \Rightarrow$ Longitud inicial, antes de producirse la expansión.

$\Delta T \Rightarrow$ Incremento relativo de temperatura.

Las tensiones debidas a la temperatura aparecen cada vez que el motor entra en funcionamiento. Por esta razón, se calculará la tensión térmica (S_T) en el tubo y, posteriormente, se combinará con las tensiones producidas por otras cargas para analizar el comportamiento a fatiga de la tubería, como carga alternante en fatiga de bajo ciclo (LCF) y como carga permanente en fatiga de alto ciclo (HCF).

INTERFACE POSITION	COLD STATION	LONG DELTA	HOT STATION	LENGTH	MATERIAL	RADIAL DELTA
INLET HOUSING	174.905 – 197.040	-0.001	174.911 – 197.039	22.135 ± 0.010 (INLET HOUSING)	AL 2219 KEVLAR (INLET HOUSING)	-0.014
FRONT FRAME TO OUTER BPD	197.040 – 202.960	0.001	197.039 – 202.961	5.92 ± 0.004 (FRONT FRAME FWD TO AFT FLANGE)	AL 357 (FRONT FRAME)	0.030
FRONT FRAME FWD FLANGE TO IGV CASE	197.040 – 200.990	0.000 (*)	197.039 – 200.991	3.95 ± 0.004 (FRONT FRAME FWD FLANGE TO IGV CASE)		0.008
IGV CASE	200.990 – 202.310	0.001	200.991 – 202.311	1.32 ± 0.002 (IGV CASE)	AL 6061 (IGV CASE)	0.048
COMPRESSOR CASE	202.310 – 215.390	0.011	202.311 – 215.401	13.080 ± 0.002 (COMPRESSOR CASE)	Ti 6-2-4-2 (COMPRESSOR CASE)	0.048
DIFFUSER CASE	215.390 – 218.615	0.028	215.400 – 218.643	3.225 ± 0.002 (DIFFUSER CASE)	INCO 718 (DIFFUSER CASE)	0.062
COMBUSTOR CASE	218.615 – 232.000	0.137	218.615 – 232.137	13.385 ± 0.004 (COMBUSTOR CASE)	INCO 718 (COMBUSTOR CASE)	0.042
HPT SHROUD	232.000 – 232.100	0.137	232.137 – 232.237	0.100 ± 0.002 (HPT SHROUD)	INCO 718 (HPT SHROUD)	0.042
LPT CASE	232.100 – 242.727	0.184	232.237 – 242.911	10.627 ± 0.002 (LPT CASE)	INCO 718 (LPT CASE)	0.094
EGV CSE TO CENTER OF REAR MOUNT	242.727 – 245.251	0.214	242.911 – 245.465	2.524 ± 0.010 (CENTER OF REAR MOUNT)		0.103
EGV CASE	242.727 – 248.200	0.248	242.911 – 248.448	5.473 ± 0.005 (EGV)	INCO 718 (EGV)	0.102

Tabla 5.9 – Expansiones térmicas de carcasas para el motor AS900

CASING	LENGTH (mm)	MATERIAL	TEMP (°C)	TEC (1/°C)xe-6	ΔL (mm)
(A) FBH	296.00	TFF-MSRR8670 (Ti-6Al-4V)	55	8.765	0.143
(B) IPC-VSV	294.13	TEG-MSRR8652 (Ti-6Al-4V)	159	9.202	0.430
(C) Inter. Casing	925.24	TFF-MSRR8670 (Ti-6Al-4V)	365	9.706	3.278
(D) Combustor	677.62	QSD-MSRR7209 (Inco718)	430	14.320	4.173
(E) Turbine	774.90	QFC-MSRR7079 or QET-MSRR7070 (Nimonic pe16)	530	15.180	6.234
(F) Turbine-Rear	284.77	QFC-MSRR7079 or QET-MSRR7070 (Nimonic pe16)	530	15.180	2.291
(G)TBH	570.00	QZG-MSRR7132 (Inco718)	490	14.960	4.178

Tabla 5.10 – Expansiones térmicas de carcasas para el motor MT30

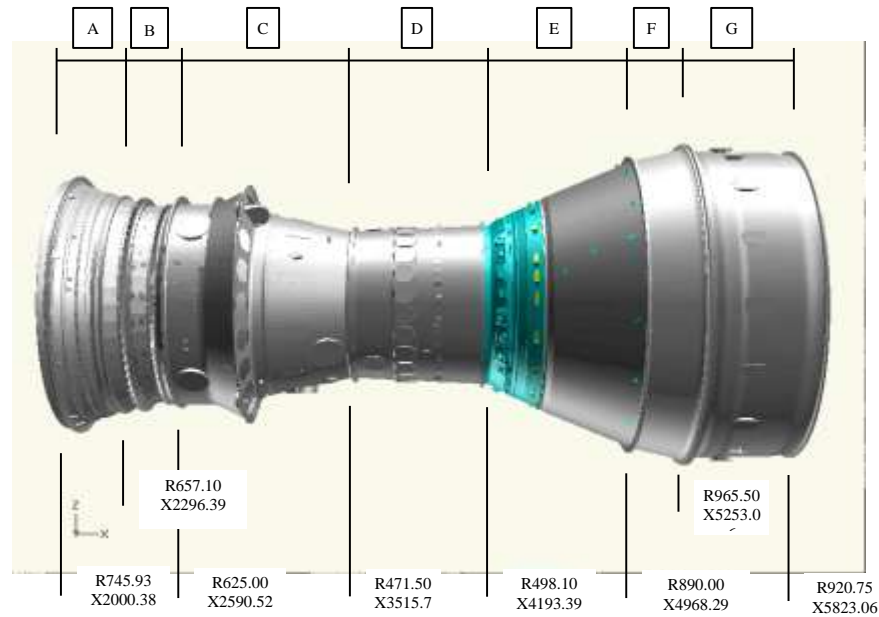


Figura 5.25 – Carcasas del motor MT30

6.6.1.4 Cargas de Maniobra

Las maniobras que efectúa el avión originan en el motor cargas de inercia y deformaciones relativas en las carcasas que se transmiten a los tubos produciendo una tensión (S_M) cuya magnitud debe ser evaluada. El análisis de los tubos frente a cargas de maniobra debe realizarse bajo Criterios Límite (S_M)_{LIM}, Último (S_M)_{ULT} y Fatiga de Bajos Ciclos (por la naturaleza de las cargas de inercia), siempre que se proporcionen por parte del Departamento de motor completo (*Whole Engine Model*) las condiciones de funcionamiento.

En general, las tensiones originadas en las tuberías debido a su propia masa son pequeñas. Sin embargo, adquiere gran importancia en tubos conectados a unidades con gran masa como son la caja de engranajes (*gearbox*) y otros accesorios soportados sobre amortiguadores (*dampers*). En estos casos, los desplazamientos impuestos por el movimiento relativo de estas unidades pueden amenazar la integridad estructural de las tuberías.

La información suministrada puede ser un mapa detallado de deformaciones de carcasa en distintos puntos de la superficie del motor para distintos tipos de maniobra o, más comúnmente, tablas en las que se listan las cargas de maniobra (ver, a modo de ejemplo, Tabla 5.11), habitualmente en ejes globales motor, que actúan según los distintos casos de maniobra.

CASE N°	TYPE	DESCRIPTION	N _x	N _y	N _z	NOTES
ENGINES & SYSTEMS ENVELOPING MANEUVER CASES						
L1	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	+2,00	+5,00	+7,50	X+ Aft
L2	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	+2,00	+5,00	-7,50	Y+ Starboard
L3	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	+2,00	-5,00	+7,50	Z+ Up
L4	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	+2,00	-5,00	-7,50	
L5	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	-2,00	+5,00	+7,50	
L6	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	-2,00	+5,00	-7,50	
L7	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	-2,00	-5,00	+7,50	
L8	LIMIT	HYPOTHETICAL WORST CASE	-2,00	-5,00	-7,50	
L9	LIMIT	FLIGHT	+12,00	+0,00	+6,00	

CASE N°	TYPE	DESCRIPTION	N _x	N _y	N _z	NOTES
ENGINES & SYSTEMS ENVELOPING MANEUVER CASES						
U1	ULTIMATE	L1x1.5	+3,00	+7,50	+11,25	X+ Aft
U2	ULTIMATE	L2x1.5	+3,00	+7,50	-11,25	Y+ Starboard
U3	ULTIMATE	L3x1.5	+3,00	-7,50	+11,25	Z+ Up
U4	ULTIMATE	L4x1.5	+3,00	-7,50	-11,25	
U5	ULTIMATE	L5x1.5	-3,00	+7,50	+11,25	
U6	ULTIMATE	L6x1.5	-3,00	+7,50	-11,25	
U7	ULTIMATE	L7x1.5	-3,00	-7,50	+11,25	
U8	ULTIMATE	L8x1.5	-3,00	-7,50	-11,25	
U9	ULTIMATE	L9x1.5	+18,00	+0,00	+9,00	
U10	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+11,45	+2,00	-3,00	
U11	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+11,45	-2,00	-3,00	
U12	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+12,00	+0,00	+6,00	
U13	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+7,94	+3,00	-3,00	
U14	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+7,94	-3,00	-3,00	
U15	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+6,00	+3,00	+6,00	
U16	ULTIMATE	EMERGENCY LANDING	+6,00	-3,00	+6,00	
U17	ULTIMATE	SHIPMENT	+9,00	+3,75	+5,00	
U18	ULTIMATE	SHIPMENT	+9,00	+3,75	-5,00	
U19	ULTIMATE	SHIPMENT	+9,00	-3,75	+5,00	
U20	ULTIMATE	SHIPMENT	+9,00	-3,75	-5,00	
U21	ULTIMATE	THERMAL				L12x1.5
U22	ULTIMATE	HUMAN FACTORS				Fy=300 lb
U23	ULTIMATE	HUMAN FACTORS				Fz=300 lb

CASE N°	TYPE	DESCRIPTION	N _x	N _y	N _z	NOTES
LOW CYCLE FATIGUE LOADS						
F1	1207246	LANDING RUN	+0,63	+0,00	+4,44	X+ Aft
F2	1207126	TAKE OFF	-0,45	+0,00	+1,50	Y+ Starboard
F3	1277127	TAKE OFF	-0,45	+0,50	+1,00	Z+ Up
F4	1807131	DEPARTURE-LATERAL GUST	-0,36	+1,92	+1,10	
F5	1417131	DEPARTURE-VERTICAL GUST	+0,05	+0,00	-2,47	
F6		HYPOTHETICAL WORST CASE	+0,63	+1,92	+4,44	

Tabla 5.11 – Cargas de maniobra para el motor AS900

Los desplazamientos asociados a este tipo de cargas de la caja de engranajes (*gearbox*) también deben ser proporcionados por el departamento de motor completo (WEM) o por el responsable de la unidad. En general, la información suministrada contiene las coordenadas de los puntos de la *gearbox* en los que existen conexiones de tuberías, los desplazamientos impuestos y los casos de carga bajo los cuales se producen (ver Figura 5.26). Otros desplazamientos habrá que determinarlos por interpolación a partir de los datos suministrados.

Accessory	NODE	X	Y	Z
Generator	34149	-6.724	8.2707	-21.24
ATS	34159	-9.159	8.09E-09	-23.456
Hydro Pump	34160	-13.339	-9.0189	-20.785
HMU	34161	12.336	-5.9027	-21.707

CG of the accessories of AS907 (Coordinate origin at sta 200. X is afterward, Y as shown, Z is out of the paper)

Flight limit G load are Nx=0.5, Ny=0.5, Nz=6.8			
NODE	UX	UY	UZ
34149	0.31843E-01	-1.81E-02	-0.10156
34159	0.52617E-01	-2.21E-02	-0.1247
34160	0.31889E-01	-8.06E-03	-0.15417
34161	0.37349E-01	-8.39E-03	5.97E-02
Emergency landing load case. G load are Nx=9.0, Ny=3.0, Nz=6.0			
NODE	UX	UY	UZ
34149	-0.13618	-6.61E-03	0.18958
34159	-0.21404	5.22E-03	0.23356
34160	-0.16238	2.58E-02	0.32237
34161	-0.18455	-4.61E-02	-0.3777

All units are inches.

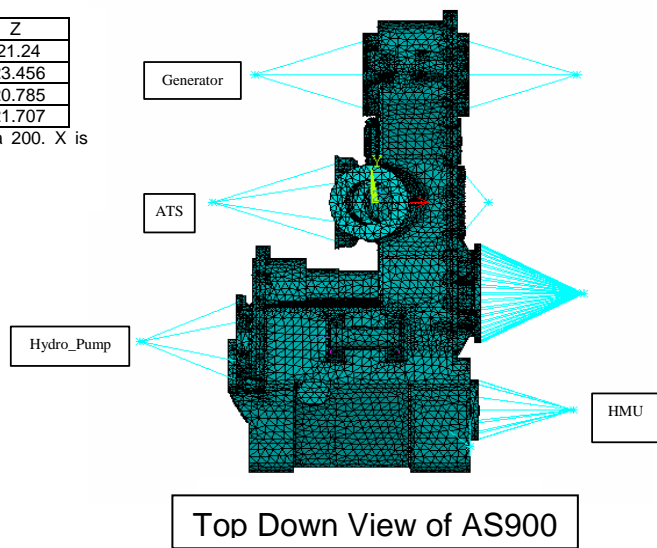
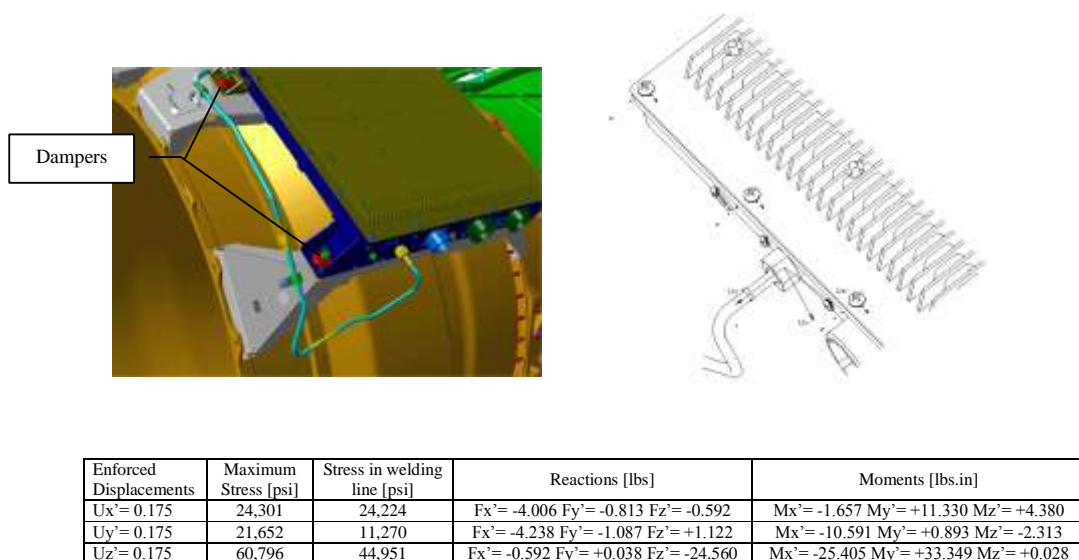


Figura 5.26 – Valores de desplazamientos de la *gearbox* del motor AS900

Para otras unidades menores soportadas sobre amortiguadores (*dampers*), los desplazamientos impuestos deberían ser suministrados por el responsable de la instalación o, en su defecto, ser obtenidos por análisis a partir de un modelo auxiliar de la unidad en el que se incluyan las características de dichos amortiguadores (ver Figura 5.27).

Enforced Displacement: A maximum enforced displacement in ECU-P3 interface has been provided by Honeywell as a 0.350" outer diameter sphere (± 0.175 "). Three load cases have been analysed in three local directions of this connection as an Ultimate load case in ECU Installation in order to check the integrity of the Stainless Steel P3 tube assy.



Picture showing detailed of P3-ECU connection and Local Axis for Enforced Displacements

These load cases, the resulting stresses in the tube and reactions and moments on P3-ECU ports are shown in the following table:

Figura 5.27 – Desplazamientos del puerto P30 en la ECU del motor EJ200

5.6.1.5. Cargas por vibraciones

El funcionamiento del motor origina vibraciones que pueden producir la aparición de grietas en la tubería. Las tensiones causadas por vibraciones (S_v) deben ser analizadas con el objeto de reducir el riesgo de que aparezca este tipo de fallo. Las condiciones de las vibraciones dependen de las velocidades de giro de los ejes del motor y, por ello, se considerarán como una carga alternante en el análisis de fatiga a alto ciclo (HCF).

El cálculo analítico de tuberías bajo cargas de vibración es complejo y poco fiable, dado que se desconoce el amortiguamiento de los puntos de soportado. Por otro lado, no es exacto aplicar simultáneamente la excitación del motor (*input*) en dichos puntos. Por estas razones, en general, el análisis dinámico de tuberías se reduce a un estudio de qué frecuencias propias del conjunto coinciden con regímenes de funcionamiento de los ejes del motor. En aquellos casos en los que se prevea un posible caso de resonancia se solicitará la obtención experimental de las frecuencias propias y amortiguamiento del tubo por medio de un *Bonk o Impedance Test* (para más detalles, ver capítulo 6 “Necesidades Experimentales”).

Sólo en aquellos casos en los que se haga necesario conocer las tensiones dinámicas sobre el tubo debido a vibraciones, se hará un estudio dinámico, aplicando simultáneamente en todos los puntos de soportado de la tubería, el *input* del motor a la frecuencia de resonancia.

5.6.2 Criterios para tuberías

Los valores de esfuerzos obtenidos separadamente para los distintos casos de carga deben ser combinados entre sí y comparados contra los máximos admisibles para demostrar la integridad de la tubería en cualquier situación. Se tomarán los valores máximos obtenidos en cada caso. El diseño de la tubería se considerará válido cuando se cumplan todos los criterios que se describen a continuación.

5.6.2.1 Cargas Estáticas

Para obtener el nivel de esfuerzos del elemento analizado se lee el esfuerzo de Von Mises, obteniendo la media de la sección más cargada (solución nodal del MEF). El esfuerzo total a considerar en los análisis límite y último se obtiene de acuerdo a las siguientes expresiones:

- Hoop Stress: $\sigma_{PROOF} < \sigma_{0.2}$ y $\sigma_{ULTIMATE} < UTS$

- Stress Longitudinal Máximo:

Caso Límite: $S_{TOL} + (S_L)_{LIM} + (S_T)_{LIM} + (S_M)_{LIM} < \sigma_{0.2}$

Caso Último: $S_{TOL} + (S_L)_{ULT} + (S_T)_{ULT} + (S_M)_{ULT} < UTS$

Donde:

S_{TOL} = Stress debido a cargas por tolerancias de fabricación y montaje

S_L = Stress debido a cargas longitudinales por presión

S_T = Stress debido a cargas térmicas

S_M = Stress debido a cargas por maniobra

LIM = Subíndice que indica caso para cargas límite

ULT = Subíndice que indica caso para cargas ultimas

En general, los materiales empleados en tuberías presentan bajo límite elástico, especialmente a alta temperatura, combinado con una gran ductilidad, es decir, una gran deformación plástica antes de la rotura.

Inicialmente, todos los análisis se realizan suponiendo solo la deformación elástica del material, esto es, deformación lineal con la carga aplicada. Sólo en aquellos casos de carga última en donde las tensiones obtenidas sean mayores que el valor máximo admisible, se podrá realizar un análisis no-lineal admitiendo deformación plástica del material con la carga.

5.6.2.2 Fatiga de Bajo Ciclo

Para obtener el nivel de esfuerzos del elemento analizado se lee el esfuerzo Principal Máximo de la sección más cargada (solución nodal del MEF).

El análisis de fatiga de bajo ciclo (LCF) se llevará a cabo empleando el Diagrama de Goodman (ver Figura 5.28), en el que el esfuerzo promedio o permanente $S_{MEAN(LCF)}$ y el esfuerzo alternante $S_{ALT(LCF)}$ toman los siguientes valores:

$$S_{MEAN(LCF)} = S_{TOL} + \frac{1}{2} (S_T + S_M + S_L)$$

$$S_{ALT(LCF)} = \frac{1}{2} (S_T + S_M + S_L)$$

Donde:

$S_{MEAN(LCF)}$ = Stress promedio o permanente a bajos ciclos

$S_{ALT(LCF)}$ = Stress alternante a bajos ciclos

S_{TOL} = Stress debido a cargas por tolerancias de fabricación y montaje

S_L = Stress debido a cargas longitudinales por presión

S_T = Stress debido a cargas térmicas

S_M = Stress debido a cargas por maniobra

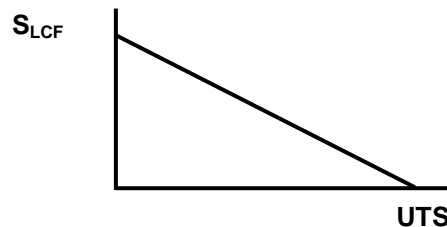


Figura 5.28 - Diagrama de Goodman para cargas de fatiga a bajo ciclo

El criterio de aceptación viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{S_{MEAN(LCF)}}{UTS} + \frac{S_{ALT(LCF)}}{S_{LCF}} < 1$$

Siendo:

$S_{MEAN(LCF)}$ = Stress promedio o permanente a bajos ciclos

$S_{ALT(LCF)}$ = Stress alternante a bajos ciclos

S_{LCF} = Límite de fatiga de bajo ciclo (10^5 ciclos, $K_t=1$, $R=-1$)

5.6.2.3 Fatiga de Alto Ciclo (HCF)

Para obtener el nivel de esfuerzos del elemento analizado se leerá el esfuerzo Principal Máximo de la sección más cargada (solución nodal del MEF).

El análisis de fatiga de alto ciclo (HCF) se llevará a cabo empleando también el Diagrama de Goodman (ver Figura 5.29), en el que el esfuerzo permanente $S_{MEAN(HCF)}$ y el esfuerzo alternante $S_{ALT(HCF)}$ toman los siguientes valores:

$$S_{MEAN(HCF)} = S_{TOL} + S_T + S_M + S_L$$

$$S_{ALT(HCF)} = S_V$$

Dónde:

$S_{MEAN(HCF)}$ = Stress promedio o permanente a altos ciclos

$S_{ALT(HCF)}$ = Stress alternante a altos ciclos

S_{TOL} = Stress debido a cargas por tolerancias de fabricación y montaje

S_L = Stress debido a cargas longitudinales por presión

S_T = Stress debido a cargas térmicas

S_M = Stress debido a cargas por maniobra

S_V = Stress debido a cargas por vibraciones

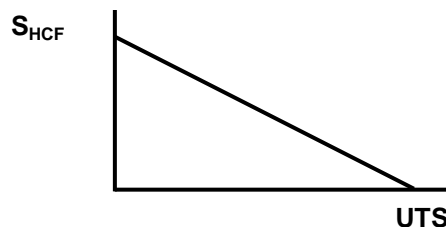


Figura 5.29 - Diagrama de Goodman para cargas de fatiga a alto ciclo

El criterio de aceptación viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{S_{MEAN(HCF)}}{UTS} + \frac{S_{ALT(HCF)}}{S_{HCF}} < 1$$

Dónde:

$S_{MEAN(HCF)}$ = Stress promedio o permanente a altos ciclos

$S_{ALT(HCF)}$ = Stress alternante a altos ciclos

S_{HCF} = Límite de Fatiga de Alto Ciclo (10^7 ciclos, $K_t=1$, $R=-1$)

5.6.3 Cálculo de *fittings* o conexiones bridadas

La metodología descrita a continuación pretende definir los pasos y los criterios para el cálculo de *fittings* bridados de 3 ó 4 tornillos para tubos, con y sin fluido interno, de diámetros y espesores estándar y que más son susceptibles de ser utilizados en el diseño.

Lo descrito a continuación es aplicable para *fittings* bridados rectos (alineados con el eje del tubo). En *fittings* acodados u otras configuraciones especiales habrá que determinar de forma particular, cuales son las direcciones críticas de aplicación de la carga, en lo referente a:

- Esfuerzos y deformación del *fitting*.
- Fuerzas que aparecen sobre las uniones atornilladas.

Una vez conocidas estas direcciones, la creación del modelo, obtención de resultados y aplicación de criterios definida en los apartados siguientes también es aplicable para este tipo de *fittings*.

La configuración de los *fittings*, numeración de los tornillos y ejes de referencia se muestran en la Figura 5.30.

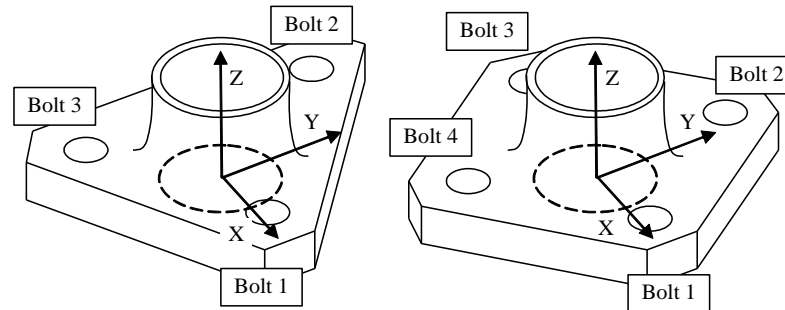


Figura 5.30 - Configuración de *fittings* de 3 ó 4 tornillos

5.6.3.1. Hipótesis de cálculo

Se analizará con un modelo lineal. El modelo se mallará con tetraedros de 10 nodos con 3 DOF cada uno. Los picos de esfuerzo necesarios para obtener los resultados a fatiga son corregidos mediante la hipérbola de Neuber y la aproximación de comportamiento elástico del material según Ramberg-Osgood.

No se considerarán efectos de expansión térmica, si bien los valores de la rigidez de los elementos (Módulo elástico, coeficiente de Poisson) se tomarán a la temperatura a la cual se efectúe el análisis.

Se asume que la máxima carga que va a soportar el *fitting* es aquella que inicia la plastificación del tubo en la unión soldada entre este y el propio *fitting*. El esfuerzo máximo en el *fitting* bajo esta condición de carga es entonces comparado con el límite de fatiga (LCF) del material a la temperatura de trabajo. Este planteamiento es conservativo pues las cargas de fatiga que verá el tubo son en general menores.

Con el fin de considerar la reducción de propiedades mecánicas del material en la soldadura, se ha considerado que el máximo esfuerzo admisible en dicha zona será el valor del límite elástico del material a la temperatura de trabajo multiplicado por un factor reductor f que, para aceros es 0.85 o una reducción de propiedades del 15%. (Para otros materiales se requerirá el valor adecuado).

En el modelo se incluirá un tramo recto de tubo de longitud igual al diámetro D exterior del mismo. El momento sobre el *fitting* se aplicará en forma de fuerza puntual aplicada en el punto del eje del tubo más alejado del propio *fitting*, y que estará unido al borde del tubo por medio de elementos viga de gran rigidez (diámetro=10 mm, y espesor=4 mm). De esta manera evitamos que, los picos de esfuerzos producidos al emplear elementos de gran rigidez, aparezcan sobre el propio cuerpo del *fitting*.

El valor de esta fuerza F será:

$$F = \frac{Mom}{D} = \frac{2 \cdot \sigma_{0.2} \cdot f \cdot I}{D^2}$$

Siendo:

Mom = Máximo momento admisible en la soldadura

- D = Diámetro exterior del tubo
 $\sigma_{0.2}$ = Límite elástico del material a la temperatura de trabajo
 f = Factor corrector de las propiedades del material en la soldadura (a estimar dependiendo del material a soldar)
 I = Momento de inercia de la sección transversal del tubo

En el modelo se incluirá una representación de los tornillos tal y como se describió en el punto 5.4.5, en el apartado de modelado de uniones atornilladas. En este caso el factor corrector de la precarga es función del par aplicado, el espesor de la brida, del tamaño del tornillo y del material del fitting y el tornillo. En general, no habrá que recalcularlo si se mantienen constantes estos parámetros, aunque varíe el número de tornillos empleado, el diámetro del tubo, su espesor de pared, u otros cambios en la geometría del *fitting*.

5.6.3.2. Integridad y deformación del *fitting* y resistencia de los tornillos

Se pretende con este análisis obtener:

- El esfuerzo pico (principal máximo) que aparece en el *fitting*.
- La máxima fuerza a tracción que pueden ver los tornillos, teniendo en cuenta el pretensado aplicado, y la fuerza de compresión sobre el agujero correspondiente del *fitting*.
- La deformación que sufre el *fitting*, evaluando la existencia de posibles fugas.

De acuerdo con los resultados obtenidos modificando la dirección y sentido del momento aplicado según ejes seleccionados para el análisis, se analizarán los estados de carga que proporcionan los resultados más conservativos. Estos estados de carga dependiendo del número de tornillos empleado en la sujeción del *fitting* son:

a) Caso de 3 agujeros: A la temperatura de trabajo, aplicación de un momento flector según el eje Y negativo (fuerza según eje X negativa) más la acción del pretensado con su factor de ajuste del par de apriete correspondiente. De este caso se obtendrán:

- El esfuerzo pico (principal máximo) que aparece en el volumen del *fitting* prescindiendo de los tornillos y el tramo recto de tubo. De forma general, este pico aparecerá en el radio de acuerdo del *fitting* (no se considerarán los valores que aparezcan en las proximidades de los agujeros sobre la cara inferior del *fitting* y que son fruto de la concentración de esfuerzos generada por la condición de contorno asumida).
- La máxima fuerza a tracción que pueden ver los tornillos, teniendo en cuenta el pretensado aplicado, y la fuerza de compresión sobre el agujero correspondiente del *fitting*. Los valores más conservativos corresponden al tornillo 1 que es el más esfuerzo a tracción soporta (ver figura 5.30).

A la temperatura de trabajo, aplicación de un momento flector según el eje Y positivo (fuerza según eje X positiva) mas la acción del pretensado con su factor de ajuste de precarga correspondiente. De este caso se obtendrá:

- La deformación que sufre el *fitting*, evaluando la existencia de posibles fugas.

b) Caso de 4 agujeros: Debido a la doble simetría que presenta este tipo de fitting respecto de los ejes elegidos, se aplicará el momento flector máximo, a la temperatura de trabajo, según el eje X o el eje Y, ambos positivo o negativo

indistintamente, y teniendo en cuenta la acción de pretensado. De este caso de carga se obtendrán:

- El esfuerzo pico (principal máximo) que aparece en el volumen del *fitting* prescindiendo de los tornillos y el tramo recto de tubo. De forma general, este pico aparecerá en el radio de acuerdo del *fitting* (no se considerarán los valores que aparezcan en las proximidades de los agujeros sobre la cara inferior del *fitting* y que son fruto de la concentración de esfuerzos generada por la condición de contorno asumida).
- La máxima fuerza a tracción que pueden ver los tornillos, teniendo en cuenta el pretensado aplicado, y la fuerza de compresión sobre el agujero correspondiente del *fitting*. Los valores más conservativos corresponden al tornillo 1, si el momento tiene el sentido del semieje Y negativo, o al tornillo 3, si el momento tiene el sentido del semieje Y positivo (ver Figura 5.30).
- La deformación que sufre el *fitting*, evaluando la existencia de posibles fugas.

5.6.3.3. Criterios para *fittings* bridados

A partir de los resultados obtenidos en los casos de carga descritos en los apartados anteriores se procede a la validación estructural del *fitting* de acuerdo a los siguientes criterios:

- Vida a fatiga de bajo ciclo: El esfuerzo principal máximo obtenido en el *fitting* ha de ser inferior al límite de fatiga a bajo ciclo admisible del material a la temperatura de trabajo.

$$RF = \frac{\sigma_{LCF}}{S_1} > 1$$

Siendo:

σ_{LCF} = Límite a fatiga de bajo ciclo ($K_t=1$, $R=0$) del material del *fitting* a la temperatura de trabajo.

S_1 = Esfuerzo principal máximo (corregido según Neuber) obtenido en el volumen del *fitting*.

- Integridad de los tornillos: La carga a tracción que sufre el tornillo no puede superar el límite elástico del material a la temperatura de trabajo:

$$RF = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{APLICADO}} = \frac{\sigma_{0.2}}{P_{APLICADO}/A} > 1$$

Siendo:

$\sigma_{0.2}$ = Límite elástico del material del tornillo a la temperatura de trabajo.

$P_{APLICADO}$ = Máxima fuerza a tracción que puede ver el tornillo.

A = Sección mínima en la caña del tornillo.

- Pérdida en el apriete: Debe garantizarse el apriete bajo cualquier condición de carga, es decir, la fuerza sobre la porción de *fitting* bajo la cabeza del tornillo ha de ser siempre de compresión.

- Deformación máxima admisible: No se aceptan deformaciones en el *fitting* que originen gaps entre el *fitting* y la base del *interface* superiores a 0,02 mm.

5.7 Análisis de soportes

Al igual que se ha presentado e introducido las cargas a las que se ven sometidas las tuberías y los criterios de aceptación del diseño para estas a continuación se va a revisar, usando esta misma estructura, estos mismos puntos para los soportes.

5.7.1 Cargas

Existen distintos tipos de carga que actúan sobre los soportes y producen tensiones estáticas y cíclicas que deben ser calculadas y combinadas para su posterior chequeo frente al criterio de fallo adecuado. Estas cargas están producidas principalmente por las siguientes causas:

- Condiciones de funcionamiento en operación: Cargas externas, temperatura, maniobra y vibraciones.
- Montaje del soporte: Tolerancias de montaje y de fabricación.

5.7.1.1 Cargas por tolerancias de fabricación y montaje

El montaje del soporte sobre el motor puede originar problemas de desalineamiento debido principalmente a las tolerancias en la fabricación así como las distintas desviaciones que pueden aparecer entre los distintos módulos y accesorios del motor.

Estas cargas actúan sobre el soporte de forma permanente ocasionando tensiones (S_{TOL}), no sólo en el propio soporte, sino también en accesorios, carcasas, otros soportes, y en general, en cualquier punto donde el soporte sea fijado. En el análisis de fatiga del soporte, las tensiones debidas a tolerancias serán consideradas como cargas permanentes, tanto para bajo ciclo (LCF) como para alto ciclo (HCF).

Las tolerancias de montaje, se deben a las desviaciones entre carcasas y accesorios del motor definidas normalmente en los planos de detalle de conexión (*interface*) entre los distintos componentes. Estas tolerancias no serán consideradas si las instrucciones de montaje establecidas en el esquema del soporte, o la propia geometría del mismo, imposibilitan la aparición de este tipo de desviaciones, como por ejemplo, introduciendo agujeros ranurados o *slotted holes* (ver Figura 5.31).

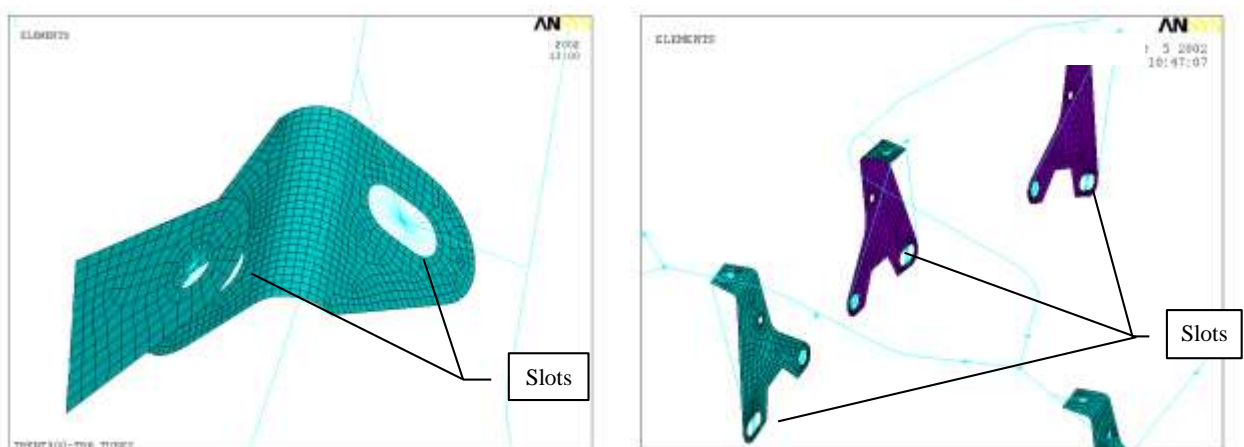


Figura 5.31 – Soportes con *slotted holes*

5.7.1.2 Cargas térmicas

Bajo condiciones de operación, los soportes están sometidos a las cargas térmicas de funcionamiento que, en general, originan expansiones relativas entre accesorios y

carcasas, así como en los propios soportes. Las tensiones que se originan (S_T) se deben a dos motivos principales:

- Restricción de la expansión del soporte en los puntos en los que está atornillado.
- Imposición de desplazamientos forzados sobre el soporte en los puntos en los que está atornillado y a través de los tubos que pueda soportar.

El análisis térmico de los soportes debe realizarse bajo Criterios Límite (S_T)_{LIM}, Último (S_T)_{ULT} y de Fatiga de Bajo Ciclo, siempre que se dispongan de las correspondientes condiciones de funcionamiento.

Las tensiones debidas a la temperatura aparecen cada vez que el motor entra en funcionamiento. Por esta razón, se calcularán las tensiones térmicas (S_T) en el soporte y, posteriormente, se combinará con las tensiones producidas por otras cargas para analizar su comportamiento a fatiga, como carga alternante y permanente en fatiga de bajo ciclo (LCF), y como carga permanente en fatiga de alto ciclo (HCF).

Los desplazamientos impuestos sobre los puntos de atornillado, al igual que en el análisis de tuberías, se aplicarán de acuerdo a la información suministrada por el Departamento de motor completo (*Whole Engine Model* o WEM) o calculados a partir de las temperaturas y las propiedades del material de las carcasas.

En las Tablas 5.9 y 5.10, mostradas con anterioridad, son un ejemplo de los datos suministrados para este tipo de cargas en los proyectos AS900 (Honeywell) y MT30 (Rolls-Royce).

5.7.1.3. Cargas de Maniobra

Las maniobras que efectúa el avión originan en el motor cargas de inercia y deformaciones relativas en las carcasas que se transmiten a los soportes produciendo unas tensiones (S_M) cuya magnitud debe ser evaluada. El análisis de los soportes frente a cargas de maniobra debe realizarse bajo Criterios Límite (S_M)_{LIM}, Último (S_M)_{ULT} y de Fatiga a Bajo Ciclo, siempre que se proporcionen por parte del Departamento de WEM dichas condiciones de funcionamiento.

En general, las tensiones originadas en los soportes debidas a su propia masa son pequeñas. Sin embargo, adquiere gran importancia en soportes que fijan grandes masas, ya sea de unidades o de tuberías y mazos de eléctricos.

A modo de ejemplo, en la Tabla 5.11 se muestran los datos suministrados para este tipo de cargas en el motor AS907 de Honeywell.

5.7.1.4. Cargas por vibraciones

El funcionamiento del motor origina vibraciones que pueden producir la aparición de grietas en los soportes. Las tensiones causadas por vibraciones (S_V) deben ser analizadas con el objeto de reducir el riesgo de que aparezca este tipo de fallo. Las condiciones de las vibraciones dependen de las velocidades de giro de los ejes del motor y, por ello, se considerarán como una carga alternante en el análisis de fatiga a alto ciclo (HCF).

En el análisis dinámico realizado en soportes se supondrá un amortiguamiento estructural del 2% (Amplificación $Q=50$).

A modo de ejemplo, en la Figura 5.25 se muestran los datos suministrados para este tipo de cargas en el motor Trent 900.

5.7.2 Criterios para soportes

Los valores de tensiones obtenidos separadamente para los distintos casos de carga deben ser combinados entre sí y comparados contra los máximos admisibles para demostrar la integridad del soporte en cualquier situación. Se tomarán los valores máximos obtenidos en cada caso.

El diseño del soporte será validado cuando se cumplan todos los criterios que se describen a continuación.

5.7.2.1. Cargas Estáticas

Para obtener el nivel de esfuerzos del elemento analizado se leerá el esfuerzo de Von Mises, obteniendo la media de la sección más cargada (solución nodal del MEF). El esfuerzo total a considerar en los análisis límite y último se obtendrá de acuerdo a las siguientes expresiones:

- Caso Límite: $S_{TOL} + (S_T)_{LIM} + (S_M)_{LIM} < \sigma_{0.2}$
- Caso Último: $S_{TOL} + (S_T)_{ULT} + (S_M)_{ULT} < UTS$

Donde:

S_{TOL} = Stress debido a cargas por tolerancias de fabricación y montaje.

S_T = Stress debido a cargas térmicas.

S_M = Stress debido a cargas por maniobra.

LIM = Subíndice que indica caso para cargas límite.

ULT = Subíndice que indica caso para cargas últimas.

En general, los materiales empleados en los soportes presentan bajo límite elástico, especialmente a alta temperatura, combinado con una gran ductilidad, es decir, una gran deformación plástica antes de la rotura, por lo que es posible que puedan existir zonas puntuales por encima del límite elástico.

Inicialmente, todos los análisis se realizarán suponiendo deformación elástica del material, esto es, deformación lineal con la carga aplicada. Sólo en aquellos casos de carga última en los que el esfuerzo obtenido sea mayor que el valor máximo admisible, se deberá realizar un análisis no-lineal admitiendo deformación plástica del material con la carga.

5.7.2.2. Fatiga de Bajo Ciclo (LCF)

Para obtener el nivel de esfuerzos del elemento analizado se leerá el esfuerzo principal máximo de la sección más cargada (solución nodal del MEF).

Para el análisis de fatiga de bajo ciclo (LCF) en soportes se estudiarán dos ciclos de carga diferentes: Inercia y Temperatura.

El análisis se llevará a cabo empleando el Diagrama de Goodman, en el que el esfuerzo permanente $S_{MEAN(LCF)}$ y el esfuerzo alternante $S_{ALT(LCF)}$ toman los siguientes valores según el Ciclo de Carga que se trate:

- Ciclos de Carga de Inercia: $S_{MEAN(LCF)} = S_{TOL} + S_T + \frac{S_M}{2}$ $S_{ALT(LCF)} = \frac{S_M}{2}$

Donde:

$S_{MEAN(LCF)}$ = Stress promedio o permanente a bajos ciclos

$S_{ALT(LCF)}$ = Stress alternante a bajos ciclos

S_{TOL} = Stress debido a cargas por tolerancias de fabricación y montaje

S_T = Stress debido a cargas térmicas

S_M = Stress debido a cargas por maniobra

- Ciclos de Carga Térmica: $S_{MEAN(LCF)} = S_{TOL} + S_M + \frac{S_T}{2}$ $S_{ALT(LCF)} = \frac{S_T}{2}$

El criterio de aceptación viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{S_{MEAN(LCF)}}{UTS} + \frac{S_{ALT(LCF)}}{S_{LCF}} < 1$$

Donde:

$S_{MEAN(LCF)}$ = Stress promedio o permanente a bajos ciclos

$S_{ALT(LCF)}$ = Stress alternante a bajos ciclos

S_{LCF} = Límite de Fatiga de Bajo Ciclo (10^5 ciclos, $K_t=1$, $R=-1$).

5.7.2.3 Fatiga de Alto Ciclo (HCF)

Para obtener el nivel de esfuerzos del elemento analizado se leerá el esfuerzo Principal Máximo de la sección más cargada (solución nodal del MEF).

El análisis de fatiga de alto ciclo (HCF) se llevará a cabo empleando también el Diagrama de Goodman, en el que es esfuerzo permanente $S_{MEAN(HCF)}$ y el esfuerzo alternante $S_{ALT(HCF)}$ toman los siguientes valores:

$$S_{MEAN(HCF)} = S_{TOL} + S_T + S_M + S_L$$

$$S_{ALT(HCF)} = S_V$$

Dónde:

$S_{MEAN(HCF)}$ = Stress promedio o permanente a altos ciclos

$S_{ALT(HCF)}$ = Stress alternante a altos ciclos

S_{TOL} = Stress debido a cargas por tolerancias de fabricación y montaje

S_L = Stress debido a cargas longitudinales por presión

S_T = Stress debido a cargas térmicas

S_M = Stress debido a cargas por maniobra

S_V = Stress debido a cargas por vibraciones

El criterio de aceptación viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{S_{MEAN(HCF)}}{UTS} + \frac{S_{ALT(HCF)}}{S_{HCF}} < 1$$

Dónde:

$S_{MEAN(HCF)}$ = Stress promedio o permanente a altos ciclos

$S_{ALT(HCF)}$ = Stress alternante a altos ciclos

S_{HCF} = Límite de Fatiga de Alto Ciclo (10^7 ciclos, $K_t=1$, $R=-1$)

6. NECESIDADES EXPERIMENTALES

La necesidad de una certificación civil para productos aeronáuticos fue establecida en el Convenio de Chicago del 7 de diciembre de 1944. Hoy en día está ratificado por más de 180 estados que componen la Organización de Aviación Civil Internacional (ICAO). En España fue ratificado en el BOE nº 55 de 24 de febrero de 1947.

En estos acuerdos de la Organización de Aviación Civil Internacional (ICAO), se establecen la necesidad de lo que se reconoce como “Certificado de Aeronavegabilidad” y se establecen unos requisitos mínimos. Esto se resume en los siguientes artículos:

- Artículo 31: Necesidad del Certificado de Aeronavegabilidad de la aeronave.
- Artículo 33: Reconocimiento entre Estados miembros de la ICAO de los Certificados y Licencias, siempre que cumplan un mínimo estándar de calidad y seguridad.
- ICAO anexo 8: Establece los mínimos requisitos para obtener un Certificado de Aeronavegabilidad.

Con el objetivo de crear y armonizar los requisitos básicos organizativos y de establecer los requerimientos a la hora de diseñar, fabricar, operar y mantener una aeronave para así contribuir a la mejora de la seguridad aeronáutica mundial, nacen los organismos certificadores. Los principales organismos certificadores, son los siguientes:

- FAA (Federal Aviation Administration) en EEUU.
 - Editan las normas FAR (Federal Aviation Regulations).
- EASA (European Union Authority in aviation safety) en Europa.
 - Editan las normas CS (Certification Specifications)
- Otras: En principio cada Estado podría tener sus propias normativas o bien ratificar o rectificar alguna existente.

6.1 Normativas aplicables

Clasificando las turbinas de gas por su aplicación industrial, tenemos dos tipos. Estos dos tipos son las turbinas de gas aeronáuticas, con propósito de proporcionar el empuje necesario para el vuelo de aeronaves, y las turbinas de gas navales, fabricadas con el objeto de transmitir potencia a través de su eje para la generación de energía eléctrica.

6.1.1 Normativas Aeronáuticas para Turbinas de Gas

Las normativas de aeronavegabilidad para turbinas de gas aeronáuticas se pueden clasificar en dos grupos principalmente según la aplicación de la turbina. Estos dos grupos son:

- a) Normas civiles:
 - CS-E (Europea)
 - FAR 33 (Americana)
 - Otras normativas de ámbito nacional

Normativas relacionadas:

- FAR 25, CS-25 (large aircrafts)
- FAR 34 (Emissions)
- FAR 36 (Noise)
- ICAO annexes

b) Militares:

- MIL-E-005007 (Turbojet and Turbofan)
- MIL-E-8595 (Turboshaft and Turboprop)
- JSSG-2007 (General Spec. Guide for Turbine Eng.)
- Otras normativas de ámbito nacional según los requisitos del cliente.

6.1.2 Normativas Navales para Turbinas de Gas

- MIL-E-17341 (Gas Turbines for Ships)
- China Classification Rules for Ships
- Lloyd's Regulations for the Classification of Ships
- Det Norske Veritas

6.2 Requisitos experimentales relevantes para sistemas fluidos

Los requerimientos en las normativas de certificación que atañen directamente a sistemas fluidos se pueden enumerar como sigue:

FAR	DESCRIPCIÓN
33.63/83	<i>Bonk Test y S/G's Test</i>
33.17	Pruebas de Fuego/Bonding
33.91	Pruebas de Presión

Y los siguientes son los requerimientos o pruebas declaradas para el motor completo que tienen un impacto en sistemas fluidos:

FAR	DESCRIPCIÓN
33.87	Durabilidad (<i>Type Test</i>)
33.76/77	Ingestiones
33.94	<i>Fan Blade Off</i>

6.3 Requisitos experimentales a nivel componente

6.3.1 Ensayo de vibraciones

*"Vibration: Each engine must be designed and constructed to function throughout its declared flight envelope and operating range of rotational speeds and power/thrust, without inducing excessive stress in any engine part because of vibration and without imparting excessive vibration forces to the aircraft structure."*⁶⁴

vibration test:

(a) If approval of a maximum engine over-torque is sought for an engine incorporating a free power turbine, compliance with this section must be demonstrated by testing.

(1) The test may be run as part of the endurance test requirement of §33.87. Alternatively, tests may be performed on a complete engine or equivalent testing on individual groups of components.

(2) Upon conclusion of tests conducted to show compliance with this section, each engine part or individual groups of components must meet the requirements of §33.93(a)(1) and (a)(2).

⁶⁴ FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 63, Airworthiness Standards: Aircraft Engines - Vibration, s.f.

(b) *The test conditions must be as follows:*

(1) *A total of 15 minutes run at the maximum engine over-torque to be approved. This may be done in separate runs, each being of at least 2 1/2 minutes duration.*

(2) *A power turbine rotational speed equal to the highest speed at which the maximum overtorque can occur in service. The test speed may not be more than the limit speed of take-off or OEI ratings longer than 2 minutes.*

(3) *For engines incorporating a reduction gearbox, a gearbox oil temperature equal to the maximum temperature when the maximum engine overtorque could occur in service; and for all other engines, an oil temperature within the normal operating range.*

(4) *A turbine entry gas temperature equal to the maximum steady state temperature approved for use during periods longer than 20 seconds when operating at conditions not associated with 30-second or 2 minutes OEI ratings.*

The requirement to run the test at the maximum approved steady state temperature may be waived by the FAA if the applicant can demonstrate that other testing provides substantiation of the temperature effects when considered in combination with the other parameters identified in paragraphs (b)(1), (b)(2) and (b)(3) of this section.”⁶⁵

De estos requerimientos de certificación nace la necesidad de la comprobación de que las frecuencias propias de las piezas bajo estudio se encuentran fuera de los márgenes de excitación del motor, mediante la aplicación de un bonk test o ensayo de respuesta modal, y la comprobación de que los esfuerzos dinámicos, medidos mediante a *strain gauges test* o ensayo de deformaciones, inducidos estén dentro de unos márgenes aceptables de seguridad.

6.3.1.1 *Bonk test* o ensayo de respuesta modal

Para ello se realiza la medida de las frecuencias naturales (por tramos) de una tubería montada en el motor. La necesidad de comprobación por este sistema es únicamente necesarias para aquellos tubos en los que la frecuencia natural calculada es lo suficientemente cercana como para que sea necesaria su comprobación empírica.

En la realización de un *bonk test* se precisa la utilización de un martillo, un sensor de fuerza y acelerómetros (ver Figura 6.1).

⁶⁵ FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 83, Airworthiness Standards: Aircraft Engines - Vibration Test, s.f.



Figura 6.1 – Equipos para la realización de un Bonk Test

En un impacto ideal a una estructura, el cual tiene una duración infinitamente pequeña proporcionando una amplitud constante en el dominio de frecuencia, provoca que todos los modos de vibración del sistema en estudio sean excitados con la misma cantidad de energía.

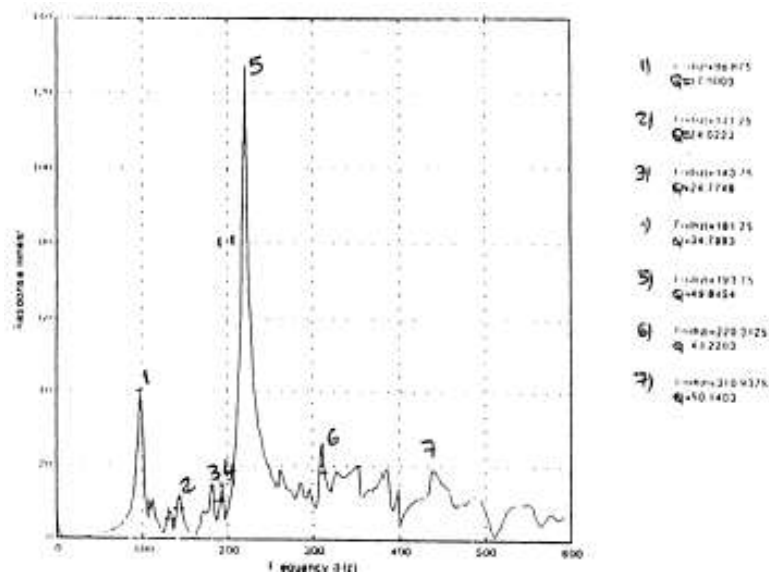


Figura 6.2 – Resultado de un *bonk test* sobre un tramo de tubería

El *bonk test* está diseñado para reproducir este fenómeno. Aunque el golpeo de un martillo no dura una fracción infinitamente pequeña de tiempo como en el caso ideal, si tiene al menos una duración determinada y conocida. La duración de este contacto tiene una influencia directa en el rango de frecuencias de la fuerza aplicada, así pues a mayor tiempo de contacto más estrecho es el ancho de banda de las frecuencias aplicadas. Para medir la respuesta en frecuencia se utilizan los anteriormente mencionados acelerómetros.

Así pues, a través de un *bonk test* se obtiene la medida de las frecuencias naturales, y por tramos, de una tubería montada en el motor (ver Figura 6.2). A la hora de ejecutar el ensayo y de analizar los resultados, se ha de tener en cuenta que existen diferencias en las frecuencias naturales entre motor parado y en marcha (alrededor de un 10 % por causa de la presión interna en los tubos). Así como también intervienen fenómenos como el amortiguamiento del conjunto (el amortiguamiento no se puede calcular, con un valor típico aproximado del 2% es debido a el uso de elastómeros en las abrazaderas de amarre) que alejan los valores de frecuencias naturales de los valores teóricos y que quedan medidos en este test.

Este tipo de ensayo presenta los siguientes inconvenientes:

- Tubos sin fluido, ya que la prueba se hace con el motor parado sin fuentes adicionales de vibración.
- La fiabilidad de la medida esta relacionada con la configuración de los puntos excitación y de medida.

6.3.1.2. "STRAIN GAUGES TEST" o ensayo de deformaciones

El objeto de este tipo de ensayo es determinar los esfuerzos inducidos, a través de las deformaciones inducidas en el tubo, bien a través de cargas dinámicas o de cargas estáticas. En la Figura 6.3 se muestra un ejemplo de esquema de instalación de galgas extensiométricas sobre un tubo, pudiendo utilizarse los dos siguientes tipos de galgas extensiométricas:

- Dinámicos: Mediante acelerómetros se confirma en motor, bajo una determinada excitación dinámica (como por ejemplo, motor desequilibrado), los esfuerzos inducidos en la pieza bajo un determinado rango de frecuencias.
- Estáticos: Confirmación de esfuerzos estáticos debidos a tolerancias de montaje y cargas inducidas por dilataciones térmicas (cargas térmicas).

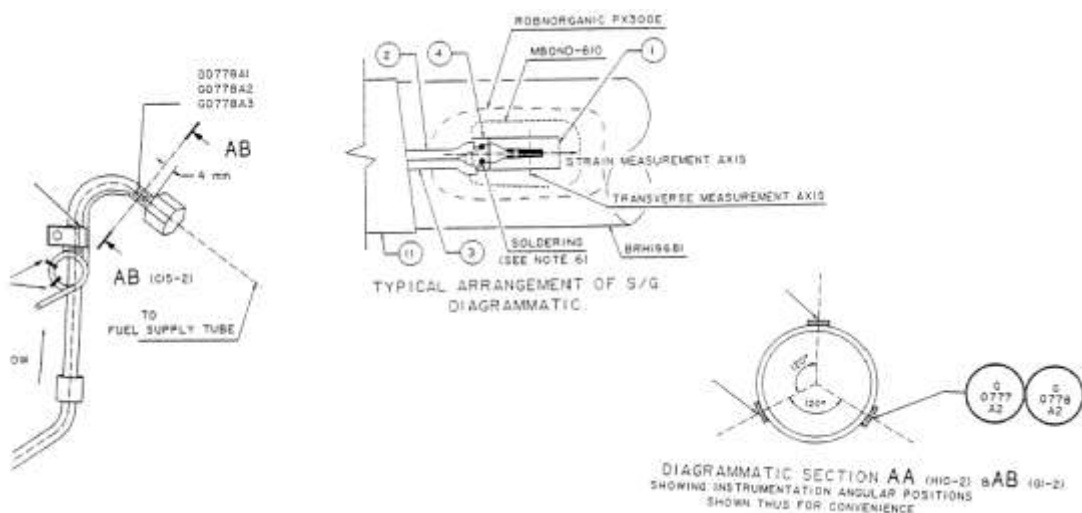


Figura 6.3 – Esquema de montaje de galgas en tuberías

6.3.2 Ensayos de fuego

“Fire protection:

(a) The design and construction of the engine and the materials used must minimize the probability of the occurrence and spread of fire during normal operation and failure conditions, and must minimize the effect of such a fire. In addition, the design and construction of turbine engines must minimize the probability of the occurrence of an internal fire that could result in structural failure or other hazardous effects.

(b) Except as provided in paragraph (c) of this section, each external line, fitting, and other component, which contains or conveys flammable fluid during normal engine operation, must be fire resistant or fireproof, as determined by the Administrator. Components must be shielded or located to safeguard against the ignition of leaking flammable fluid.

(c) A tank, which contains flammable fluids and any associated shut-off means and supports, which are part of and attached to the engine, must be fireproof either by construction or by protection unless damage by fire will not cause leakage or spillage of a hazardous quantity of flammable fluid. For a reciprocating engine having an integral oil sump of less than 23.7 liters capacity, the oil sump need not be fireproof or enclosed by a fireproof shield.

(d) An engine component designed, constructed, and installed to act as a firewall must be:

(1) Fireproof;

(2) Constructed so that no hazardous quantity of air, fluid or flame can pass around or through the firewall; and,

(3) Protected against corrosion;

(e) In addition to the requirements of paragraphs (a) and (b) of this section, engine control system components that are located in a designated fire zone must be fire resistant or fireproof, as determined by the Administrator.

(f) Unintentional accumulation of hazardous quantities of flammable fluid within the engine must be prevented by draining and venting.

(g) Any components, modules, or equipment, which are susceptible to or are potential sources of static discharges or electrical fault currents must be designed and constructed to be properly grounded to the engine reference, to minimize the risk of ignition in external areas where flammable fluids or vapors could be present.”⁶⁶

Ante los requerimientos establecidos y enumerados anteriormente, por los organismos internacionales de aeronavegabilidad y certificación y ante la necesidad de comprobar y certificar el diseño ante protección contra fuego, se definen las distintas zonas de fuego del motor (ver Figura 6.4) y una categorización del tubo en particular (dependiente de su misión y localización) además de un programa de ensayos aprobados correspondientes, a nivel de componente, para el aseguramiento de estos requisitos.

⁶⁶ FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 17, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Fire Prevention, s.f.

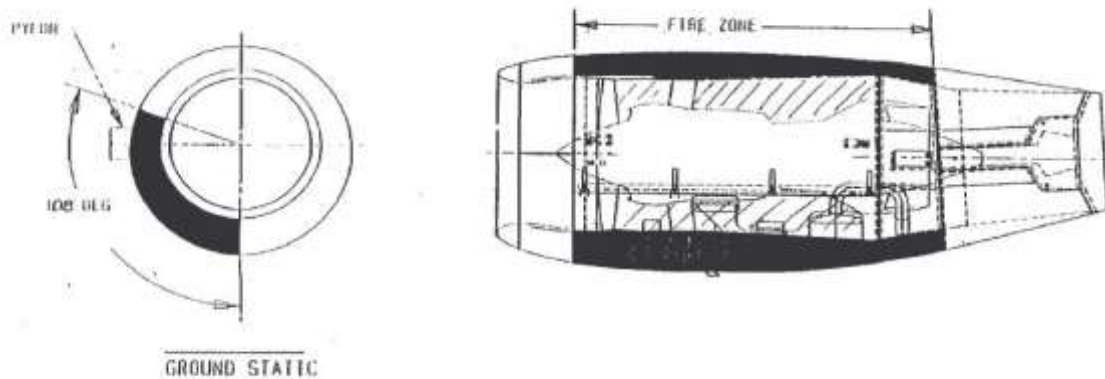


Figura 6.4 – Zonas de fuego

Así pues de esta categorización de los sistemas nace la clasificación de los sistemas en función de su requerimiento a fuego. Típicamente se considera que los sistemas con requerimientos *Fire Proof* son los siguientes:

- Líneas de fluidos inflamables sin medio de corte.
- Tanques y medios de corte.
- Componentes en paredes de fuego.
- Partes en la estructura principal del motor y puntos de amarre.

Y los sistemas que típicamente tienen requerimientos *Fire Resistance* son:

- Líneas de fluidos inflamables con medio de corte.

Así pues los requerimientos generales de los ensayos⁶⁷ (ver Figura 6.5) para la cualificación de componentes clasificados como “Fire Proof” y “Fire Resistance” se definen bajo diferentes parámetros dependiendo de la norma que se tome como referencia para su cualificación.

Bajo la norma ISO 2685-1998 los requerimientos de cualificación y de ensayo se resumen en los siguientes puntos:

- Para alcanzar la cualificación *fireproof* se requiere que el componente mantenga su funcionalidad u operatividad durante 15 minutos ante una llama a una temperatura de $1100\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 80\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Para alcanzar la cualificación *fire resistance* se requiere que el componente mantenga su funcionalidad u operatividad durante 5 minutos a una temperatura de $1100\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 80\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- La densidad del flujo de calor debe estar comprendida entre 106 kW/m^2 y 126 kW/m^2

⁶⁷ INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ISO 2685, Aircraft, Environmental test procedure for airborne equipment, Resistance to fire in designated fire zones, 1998

- La distancia entre quemador y probeta se define según el tipo de quemador⁶⁸.
- Como requerimientos adicionales se establecen que la tubería soporte el flujo más crítico de su funcionamiento a la par que se desarrolla la máxima presión de trabajo, con el fluido interno a una temperatura entre 93 °C y 110 °C.

Paralelamente bajo la norma AC20-135 los requerimientos de resumen en:

- Para alcanzar la cualificación *fireproof* se requiere que el componente mantenga su funcionalidad u operatividad durante 15 minutos ante una llama a una temperatura de $2000\text{ }^{\circ}\text{F} \pm 150\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($1094\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 83^{\circ}\text{C}$).
- Para alcanzar la cualificación *fire resistance* se requiere que el componente mantenga su funcionalidad u operatividad durante 5 minutos a una temperatura de $2000\text{ }^{\circ}\text{F} \pm 150\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($1094\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 83^{\circ}\text{C}$).
- La densidad del flujo de calor debe ser $9.3\text{ BTU/ft}^2\text{-sec} \pm 3\%$ ($152\text{ kW/m}^2 \pm 3\%$)
- La distancia entre quemador y probeta es de 6,35 mm
- Se deben reproducir las características de montaje/condiciones de motor durante el ensayo de la pieza.

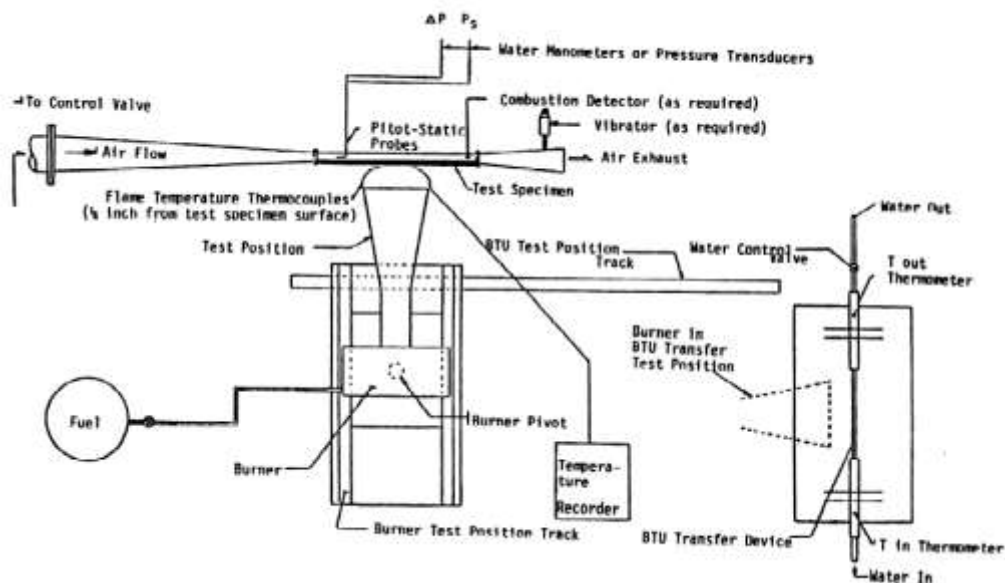


Figura 6.5 – Configuración para el ensayo de resistencia al fuego

6.3.3. Ensayo de puesta a tierra o *bonding*

Del requerimiento de prevención de fuego expresado en el punto 6.3.2 en el párrafo (g), nacen las siguientes directrices de diseño:

⁶⁸ SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1055B Fire Resistance, Fire Test, and Performance Requirements for Flexible And Rigid Tube Assemblies, s.f.

- Cualquier componente debe estar eléctricamente conectado para permitir al avión en el que está instalado el motor cumplir con los requisitos aplicables de avión.
- Existen diferentes normas particulares e internacionales en la que se establecen los requisitos para cualquier componente y en particular para tubos que contienen fluidos o gases: deben estar conectados al Sistema de Tierra Principal por uniones mecánicas con una resistencia igual o inferior a 100 mΩ.

El cumplimiento de este requerimiento puede ser subsanado por ensayo o análisis (o una combinación de ambos).

6.3.4. Pruebas de presión

“Engine system and component test.

(a) For those systems or components that cannot be adequately substantiated in accordance with endurance testing of §33.87, the applicant must conduct additional tests to demonstrate that the systems or components are able to perform the intended functions in all declared environmental and operating conditions.

(b) Temperature limits must be established for those components that require temperature controlling provisions in the aircraft installation to assure satisfactory functioning, reliability, and durability.

(c) Each unpressurized hydraulic fluid tank may not fail or leak when subjected to a maximum operating temperature and an internal pressure of 5 p.s.i., and each pressurized hydraulic fluid tank must meet the requirements of §33.64.

(d) For an engine type certificated for use in supersonic aircraft, the systems, safety devices, and external components that may fail because of operation at maximum and minimum operating temperatures must be identified and tested at maximum and minimum operating temperatures and while temperature and other operating conditions are cycled between maximum and minimum operating values.”⁶⁹

De este requerimiento de aeronavegabilidad se establecen los siguientes requerimientos derivados (mostrados en el párrafo anterior como 33.87 & 33.64).

Ensayos de fatiga bajo ciclo (a). Aplicable a todos los componentes sometidos a cargas de presión debidas a aire, gas o líquidos con una frecuencia de bajo ciclo: arranque, máxima potencia, parada del motor, etc.

Presión estática ((c), bajo la referencia FAR 33.64). Todas las piezas que se encuentren sometidas a cargas de presión debido a gas, aire o líquido cerca de sus esfuerzos de trabajo, deberán demostrar por ensayo su cumplimiento.

Existen dos métodos de pruebas de presión⁷⁰:

- a) Prueba de presión de aire (Figura 6.6), donde el ensayo se realiza con una presión de aire a 100 KPa con el objetivo de detectar fugas, ya sea en poros,

⁶⁹ FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 91, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Engine Component Test, s.f.

⁷⁰ ROLLS ROYCE plc, JES72 Pressure Testing, The Technical Publications Department, s.f.

malas soldaduras, etc. La prueba se realiza bajo inmersión en agua durante 1 minuto.

Este ensayo se aplica a todo tubo, independientemente de su presión de trabajo. Además, es la prueba de aceptación de todo tubo con presión máxima de trabajo hasta 12.1 Mpa.



Figura 6.6 – Prueba de presión de aire

b) Prueba de presión hidráulica

La presión a la que se ensaya el tubo es el mayor de los siguientes valores:

$$\begin{aligned} &1.5 \times \text{MNWP} \times \text{TSF} \\ &\text{or} \\ &\text{MNWP} + 35 \text{ KPa} \end{aligned}$$

Donde:

MNWP es la máxima presión de trabajo bajo condiciones de vuelo.
TSF *Thermal Softening Factor* (ver Figura 5.5).

La función de este ensayo es poder detectar posibles deformaciones permanentes en las tuberías cuando la presión es notablemente superior a las condiciones máximas de trabajo. La duración del ensayo es de 1 minuto.

Este es el ensayo obligatorio para tubos con presión de trabajo superior a 12.1MPa. Además, es el *type test* para tubos de sistemas de presión de trabajo hasta 12.1 Mpa (type test: es el ensayo “tipo” aplicado al primer componente de un nuevo diseño para garantizar los requerimientos en cuanto a presión interna).

6.4. Pruebas declaradas para motor completo

Este tipo de ensayos, aunque no tienen un impacto evidente y directo sobre los sistemas fluidos, dado que son ejecutados a la totalidad del motor, si han de ser tenidos en cuenta durante el desarrollo de estos, puesto que imponen determinadas condiciones de carga y de fatiga que los sistemas deben satisfacer para poder superar el ensayo satisfactoriamente.

6.4.1. Durabilidad

Este requerimiento de durabilidad está expresado y definido en las normas de aeronavegabilidad⁷¹. Este requerimiento a su vez define un ensayo correspondiente que consiste en someter al motor completo a aceleraciones, periodos a máximo continuo, situación de despegue, etc. normales durante la vida de operación del sistema.

En particular para los sistemas que nos ocupa, se comprueba que la presión de aceite se encuentra dentro de límites, y se obtienen los límites de operación de potencia, velocidad de rotación, temperatura de entrada de turbina, etc.

6.4.2. Ensayos de ingestiones de pájaros

Este requerimiento⁷² define dos categorías de ingestión dependiendo del tamaño de pájaro. Estas son grandes, y pequeños o medianos.

El ensayo de ingestión de grandes pájaros se puede evitar en función del ensayo del tamaño de pala en el ensayo *Fan Blade Off*.

Los requerimientos del motor son que no debe perder más de un 75 % del empuje en despegue. Y con posterioridad realizar un rodaje, programado en las normas, que asegure la operación segura del vuelo después del evento.

6.4.3. Ensayos de *Fan Blade Off* o pérdida de álabe

“Blade containment and rotor unbalance tests.

(a) Except as provided in paragraph (b) of this section, it must be demonstrated by engine tests that the engine is capable of containing damage without catching fire and without failure of its mounting attachments when operated for at least 15 seconds, unless the resulting engine damage induces a self shutdown, after each of the following events:

(1) Failure of the most critical compressor or fan blade while operating at maximum permissible r.p.m. The blade failure must occur at the outermost retention groove or, for integrally-bladed rotor discs, at least 80 percent of the blade must fail.

(2) Failure of the most critical turbine blade while operating at maximum permissible r.p.m. The blade failure must occur at the outermost retention groove or, for integrally-bladed rotor discs, at least 80 percent of the blade must fail. The most critical turbine blade must be determined by considering turbine blade weight and the strength of the adjacent turbine case at case temperatures and pressures associated with operation at maximum permissible r.p.m.

(b) Analysis based on rig testing, component testing, or service experience may be substitute for one of the engine tests prescribed in paragraphs (a)(1) and (a)(2) of this section if—

(1) That test, of the two prescribed, produces the least rotor unbalance; and

⁷¹ FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 87, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Endurance Test, s.f.

⁷² FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 77, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Foreign Object Ingestion, s.f.

(2) *The analysis is shown to be equivalent to the test.*⁷³

Ante este tipo de evento, los requerimientos internacionales establecen que este tipo de fallo debe ser contenido y no traspasar la geometría externa del motor a la vez que el motor debe poder ir a windmilling (rundown) sin fallos posteriores debidos a un elevado desequilibrio, fallos en los ejes, etc.

Ante este tipo de evento se permite un fallo total de potencia, es decir que el motor pierda su función de suministrar empuje para sustentar el vuelo.

Es bastante común que para poder satisfacer este requerimiento se realicen varios ensayos en banco para adquirir experiencia antes del motor y ensayo de certificación.

Para superar este ensayo tipo con éxito, los sistemas deben ser diseñados para soportar este tipo de cargas con éxito sin desencadenar un fallo secundario ante una ruptura en los mismos. Por tanto que las cargas esperadas ante este evento han sido introducidas en el análisis de las tuberías y sus respectivos soportes (ver capítulo 5.5.4).

⁷³ FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 94, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Blade Cotainment and Rotor Unbalance Tests, s.f.

7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Después de presentado el resultado, trataremos el cómo se han resuelto los objetivos marcados al comienzo del presente Proyecto.

Se ha conseguido presentar de una forma ordenada y global todo el proceso de la vida de un tubo. Se ha pasado por las etapas conceptuales, diseño, cálculo, instalación y fabricación.

En el presente documento se ha argumentado, planteando un buen número de consideraciones mecánicas tal, que su aplicación al diseño minimiza los posibles errores que se pudieran cometer sin las directrices aquí contenidas. También se han establecido las directivas y conocimientos de cálculo y fabricación que permiten un correcto acercamiento al dimensionamiento y conformado del producto final. Con ello se consigue aumentar la fiabilidad en el diseño encaminando nuestros pasos a evitar iteraciones adicionales a su llegada a los especialistas de cálculo y fabricación, consiguiendo así una transferencia óptima.

Con el seguimiento de las directivas aquí descritas, se estima una reducción apreciable de tiempo de paso por la oficina técnica del diseño (el cual tendrá que ser determinado mediante los objetivos de entrega de la oficina técnica que corresponda, para comprobar la bondad de los métodos aquí expuestos). Se consigue reducir el tiempo de trabajo de los ingenieros al evitar sucesivos chequeos de diseño y modificaciones causadas, al no atender algunas de las directrices o requerimientos aquí contenidas.

Los efectos de la rotación de personal se minimizan dado que la mayoría del conocimiento está recogido y perfectamente documentado. Adicionalmente el hecho de tener un único documento con las consideraciones a tener en cuenta, facilita el acceso de los ingenieros de otros productos (como podrían ser los responsables de la instalación de unidades) de modo que el resultado son diseños más integrados, lo que mejora el resultado del conjunto.

A partir de este punto se abren diversas posibilidades para futuros trabajos, bien profundizando en los desarrollos establecidos en este documento o bien investigando nuevos procesos. A continuación se indican posibles líneas de trabajo a desarrollar:

- Considerar la incorporación a este proyecto de directrices de diseño y cálculo básicos para la localización de unidades y accesorios. Esto posibilitaría una integración óptima entre unidades y tuberías desde las primeras etapas de desarrollo, evitando un buen número de iteraciones de diseño.
- Dotar a este documento de criterios de cálculo para tuberías flexibles. Dada la complejidad y el alto grado de especialización para la fabricación y diseño de este tipo de componentes siempre recae en el fabricante la responsabilidad de atender a los requerimientos. Sería posible recabar información de las numerosas pruebas de banco en las que hay tuberías flexibles montadas para poderse plantear la caracterización su comportamiento mecánico y posibilitar así en un futuro una mejor integración de diseño de este tipo de tuberías con el resto de *externals*.
- Considerar la incorporación en este proyecto de directrices básicas de diseño y cálculo básico para ductos (tuberías de más de 50 mm de diámetro) con el objetivo de aumentar el entendimiento entre el diseñador de ductos y el de tuberías, consiguiendo así un producto final con un grado mayor de integración entre sistemas.

8.- BIBLIOGRAFÍA, DOCUMENTACIÓN Y NORMATIVA

La bibliografía y diversa documentación necesaria para la consecución de este proyecto se cita a continuación:

- [1] MARTIN CUESTA ALVAREZ, Motores a reacción, Editorial Paraninfo, 1995
- [2, 8, 9] ROLLS ROYCE plc, DRA-54 Design guidelines/Utilisation and design guidelines, The Technical Publications Department, s.f.
- [3] ROLLS ROYCE plc, The Jet Engine, The Technical Publications Department, 1986
- [4] OFFICE OF AVIATION RESEARCH, DOT/FAA/AR-MMPDS-01, Metallic Materials Properties Development and Standardisation, Federal Aviation Administration, 1993.
- [5] ROLLS ROYCE plc, JDS 252.01 Preferred materials, The Technical Publications Department, s.f.
- [6] FUNDAMENTOS DE LA CIENCIA E INGENIERÍA DE LOS MATERIALES. W. F. Smith (1994-Mc Graw-Hill)
- [7] DEPARTMENT OF DEFENSE USA, MIL-HDBK-5H Metallic materials and elements for Aerospace vehicle structures, Defense Area Printing Service, 1998
- [10] ROLLS ROYCE plc, JDS611.01 Welded tube adaptor integral interfacing cone and weld filler geometrical definition, The Technical Publications Department, s.f.
- [11] ROLLS ROYCE plc, JDS613.01 Stainless steel tube wall thickness / working pressure, The Technical Publications Department, s.f.
- [12] ROLLS ROYCE plc, JDS608.01 Rigid tube practice stainless steel and C263, The Technical Publications Department, s.f.
- [13] ROLLS ROYCE plc, JDS606.01 Threaded unions. Adaptor, thrust wire nut and ferrule, The Technical Publications Department, s.f.
- [14] ROLLS ROYCE plc, JDS602.02 Flanged unions. Spigot / housing seal. Toroidal elastomeric ring, The Technical Publications Department, s.f.
- [15] ROLLS ROYCE plc, JDS615.02 Tapped boss for SBAC unions and plugs installation, The Technical Publications Department, s.f.
- [16] ROLLS ROYCE plc, JDS4023.01 Tube fitting attachment, The Technical Publications Department, s.f.
- [17] ROLLS ROYCE plc, JDS632.01 Flanged unions. Spigot / housing seal. Toroidal elastomeric ring, The Technical Publications Department, s.f.
- [18] ROLLS ROYCE plc, JDS634.01 Face seal ring sealing toroidal elastomeric, The Technical Publications Department, s.f.
- [19] ROLLS ROYCE plc, JDS616.01 Flanged unions. Metallic gasket, The Technical Publications Department, s.f.

- [20] ROLLS ROYCE plc, JDS682.01 Flanged unions. Corrujoint metallic seal gasket, The Technical Publications Department, s.f.
- [21] ROLLS ROYCE plc, JDS875.02/03/04 "V clamps" flanged unions, The Technical Publications Department, s.f.
- [22] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1895 Coupling Assembly, V-Retainer, High Pressure High Temperature, Pneumatic Tube, s.f.
- [23] ROLLS ROYCE plc, JDS685.02 Restrictors. Double ended, The Technical Publications Department, s.f.
- [24] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE ARP 1870 - Aerospace Systems Electrical Bonding, s.f.
- [25] ROLLS ROYCE plc, JDS1301.01/02 Electrical bonding, The Technical Publications Department, s.f.
- [26] ROLLS ROYCE plc, JES285 Generic specification for the manufacture of CAD model tubes and tube assemblies, The Technical Publications Department, s.f.
- [27] ROLLS ROYCE plc, JES210 Manufacture and inspection requirements for rigid tube assemblies, The Technical Publications Department, s.f.
- [28] ROLLS ROYCE plc, JDS 1001.01 Identification markings/Tube identification, The Technical Publications Department, s.f.
- [29] ROLLS ROYCE plc, JES131 Identification marking methods, The Technical Publications Department, s.f.
- [30, 60] ROLLS ROYCE plc, JDS1820.01 Standard tubes, diameters, thicknesses and tolerances, The Technical Publications Department, s.f.
- [31] ROLLS ROYCE plc, JDS692.01 Flexible hose assemblies, The Technical Publications Department, s.f.
- [32] DEPARTMENT OF DEFENSE USA, MIL-H-25579 Hose assembly, tetrafluoroethylene, high temperature, medium pressure, Defense Area Printing Service, 1993
- [33] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1339 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, 3000 psi, 400°F Hydraulic, lightweight, s.f.
- [34] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS604 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced 3000 psi, 400°F, Heavyweight Hidraulic, s.f.
- [35] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS614 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced 4000 psi, 400°F, Heavyweight Hidraulic and Pneumatic, s.f.
- [36] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS620 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced, High Temperature, medium pressure, Aircraft, s.f.

- [37] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1227 Hose assembly, Polytetrafluorethylene, metallic reinforced, low pressure, up to 400 °F, Aircraft, s.f.
- [38] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1055 Fire Testing Of Flexible Hose, Tube Assembly, Coils, Fittings And Similar System Components, s.f.
- [39] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1072 Fire Testing Of Flexible Hose, Tube Assembly, Silicone Rubber, Fiberglass, s.f.
- [40] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1424 Hose Assembly, St St, Medium Pressure, High Temperature, s.f.
- [41] TRIUMPF Ltd, Tecnología de corte por láser, s.f.
- [42] JOHN POWELL Ltd, CO₂ Laser cutting, s.f.
- [43] FLOW EUROPE S.A, Tecnología de corte con chorro de agua a alta presión, s.f.
- [44] ROLLS ROYCE plc, Abrasive water jets. An edge cutting technology, The Technical Publications Department, s.f.
- [45] MECANIZADOS GINES S.A, Mecanizados por electroerosión, s.f.
- [46] TRIUMPF Ltd., Tecnología de prensa plegadora, s.f.
- [47] TRIUMPF Ltd., Contents of metal handwork. Press-brake forming, s.f.
- [48] ROLLS ROYCE plc, JDS1410.01 Sheet metal bend radii, The Technical Publications Department, s.f.
- [49] ROLLS ROYCE plc, JES275 Generic specification for the manufacture of CAD model brackets and bracket assemblies, The Technical Publications Department, s.f.
- [50] CHELTENHAM TOOLS Ltd., Fluid form process, s.f.
- [51] INSTITUTO PARA LA FORMACION DE ACTIVIDADES PRACTICAS, Soldadura TIG, Madrid, 1998
- [52] GERMAN HERNANDEZ S.L, Manual del soldador, Madrid, 2003
- [53] JOHNSON MATTHEY Ltd., Metal Joining, s.f.
- [54] ROLLS ROYCE plc, JDS5051.01 Grouping and examination of welds, The Technical Publications Department, s.f.
- [55] ROLLS ROYCE plc, JES119 Grouping and Examination of Welds. Military and Civil Engines, The Technical Publications Department, s.f.
- [56] J.F. LIBSCH, Introduction to brazing, Lepel Corporation, 1997
- [57] W.J. PATTON, Ciencia y técnica de la soldadura, S.A. Ediciones Urmo, 1982
- [58] ALLEGHENY LUDLUM STEEL Corp, Stainless Steel, s.f.
- [59] W.C. YOUNG, Roark's formulas for stress and strain, Mc Graw-Hill, 2011

- [61] E.F.BRUHN, Analysis and design of flight vehicle structures, Jacobs Pub, 1973
- [62] J.E.SHIGHLEY & C.R.MISCHCKE, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw-Hill, 2012
- [63] VINCE ADAMS, Building better products with FEM, Onword Press, 1999
- [64] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 63, Airworthiness Standards: Aircraft Engines - Vibration, s.f.
- [65] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 83, Airworthiness Standards: Aircraft Engines - Vibration Test, s.f.
- [66] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 17, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Fire Prevention, s.f.
- [67] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ISO 2685, Aircraft, Environmental test procedure for airborne equipment, Resistance to fire in designated fire zones, 1998
- [68] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, SAE AS1055B Fire Resistance, Fire Test, and Performance Requirements for Flexible And Rigid Tube Assemblies, s.f.
- [69] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 91, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Engine Component Test, s.f.
- [70] ROLLS ROYCE plc, JES72 Pressure Testing, The Technical Publications Department, s.f.
- [71] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 87, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Endurance Test, s.f.
- [72] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 77, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Foreign Object Ingestion, s.f.
- [73] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal aviation regulation (FAR) Part 33, Paragraph 94, Airworthiness Standards: Aircraft Engines – Blade Cotainment and Rotor Unbalance Tests, s.f.